

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

Carrera de:
INGENIERÍA MECÁNICA

Proyecto técnico previo a la obtención del título de:
INGENIERO MECÁNICO

TEMA:
DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE
TUBO Y CORAZA CON UNA CAPACIDAD DE 31 m³/h PARA EL
PROCESO DE ENFRIAMIENTO DE AGUA HASTA 16 °C EN LA PLANTA
SIGMAPLAST.

AUTOR:
CARLOS LUIS LASSO ORTEGA

TUTOR:
LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS

Quito, marzo del 2021

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Yo Carlos Luis Lasso Ortega con número de Cédula de Identidad 1718056292 manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud que soy autor del Trabajo de Titulación intitulado: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA CON UNA CAPACIDAD DE 31 m³/h PARA EL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DE AGUA HASTA 16 °C EN LA PLANTA SIGMAPLAST, mismo que se ha desarrollado para optar por el título de Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado por la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Carlos Luis Lasso Ortega

C.I. 1718056292

Quito, marzo del 2021

DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL TUTOR

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el Trabajo de Titulación, DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA CON UNA CAPACIDAD DE 31 m³/h PARA EL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DE AGUA HASTA 16 °C EN LA PLANTA SIGMAPLAST, realizado por Carlos Luis Lasso Ortega, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerado como trabajo final de titulación.



Luis Fernando Toapanta Ramos
C.I. 1721113759

Quito, marzo del 2021

DEDICATORIA

El presente Trabajo de Titulación está dedicado, principalmente, a mis padres Carlos Lasso y Flora Ortega, quienes a pesar de los problemas y adversidades siempre han estado apoyándome moral y económicamente durante todo este trayecto; también me brindaron la posibilidad de tener una profesión para de esta manera poder devolver, en parte, todo el esfuerzo que han hecho por mí.

A mis hermanas Rosalba y Estefanía, quienes siempre han estado ahí; tanto moral como económicamente; siendo adicionalmente un ejemplo de superación, enseñándome que con esfuerzo y dedicación se puede llegar a tener grandes cosas en la vida.

Y, finalmente, le dedico este trabajo a Dios por proveerme de salud y fuerzas en los momentos más difíciles de mi vida.

Carlos Luis Lasso Ortega

AGRADECIMIENTO

A todas las personas que me han estado apoyando y motivando durante toda la carrera, a los docentes que han sabido transmitir sus conocimientos y experiencias relacionadas con la Ingeniería Mecánica, de la mejor manera; y, a mis familiares que de igual manera siempre han sido una motivación para mí.

Agradecimiento en especial a mi tutor el Ingeniero Fernando Toapanta quien ha sido una guía muy importante y que a través de sus conocimientos he podido culminar con mi trabajo de titulación.

Carlos Luis Lasso Ortega

ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR	i
DECLARATORIA DE COAUTORÍA DEL TUTOR	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	iv
ÍNDICE GENERAL	v
ÍNDICE DE FIGURAS.....	viii
ÍNDICE DE TABLAS	ix
RESUMEN	x
ABSTRACT.....	xi
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I	4
ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA.....	4
1.1. Estado del arte	4
1.2. Aspectos teóricos.....	10
1.2.1. Transferencia de calor	10
1.2.2. Intercambiador de calor	12
1.2.3. Principio de funcionamiento de un intercambiador de calor	14
1.2.4. Tipos de intercambiadores de calor	14
1.2.5. Agua.....	16
1.2.6. Agua en Ecuador	16
1.2.7. Proceso de enfriamiento de agua	17
1.2.8. Circuitos cerrados de enfriamiento de agua	18
1.2.9. Dinámica de fluidos computacional (CFD)	18
1.3. Conclusiones del capítulo.....	19
CAPÍTULO II	20

ANÁLISIS DE UN INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CORAZA.....	20
2.1. Número de Reynolds.....	20
2.2. Número de Prandtl	21
2.2.1. Difusividad térmica	21
2.3. Coeficiente de transferencia de calor por convección.....	22
2.4. Número de Nusselt	22
2.5. Coeficiente global de transferencia de calor	23
2.6. Método de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD)	24
2.6.1. Factor de corrección	25
2.7. Método de la efectividad-NTU	27
2.7.1. Relación de capacidad	27
2.8. Efectividad de un intercambiador de calor de coraza y tubo.....	28
2.9. Conclusiones del capítulo.....	29
CAPÍTULO III.....	30
CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBO UTILIZANDO AGUA COMO FLUIDO DE TRABAJO.....	30
3.1. Análisis termodinámico del sistema	30
3.2. Cálculo del flujo másico del sistema	31
3.3. Cálculo de la velocidad de los fluidos del sistema.....	32
3.4. Cálculo del número de Reynolds.....	34
3.5. Cálculo del número de Nusselt	35
3.6. Cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor	35
3.7. Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor por convección.....	36
3.8. Cálculo de la relación de capacidad.....	37
3.9. Cálculo de la tasa de transferencia de calor	38
3.10. Cálculo de la eficiencia	39

3.11. Cálculo de la efectividad NTU del intercambiador de calor	39
3.12. Cálculo del área superficial de transferencia de calor	40
3.13. Conclusiones del capítulo.....	40
CAPÍTULO IV	41
ANÁLISIS NUMÉRICO DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DE AGUA	
UTILIZANDO UN EQUIPO DE TUBO Y CORAZA	41
4.1. Geometría del intercambiador de calor de tubo y coraza	41
4.2. Diseño del intercambiador de calor de coraza y tubo	41
4.3. Modelos de dinámica de fluidos computacional CFD	43
4.4. Parámetros de mallado	43
4.5. Modelos que intervienen en la simulación.....	45
4.5.1. Ecuación para la conservación de energía	45
4.5.2. Modelo de turbulencia.....	46
4.5.3. Ecuación de flujo de calor	46
4.5.4. Ecuación para la conducción de calor.....	46
4.5.5. Ecuación de la cantidad de movimiento	46
4.5.6. Ecuación para la conservación de la masa	47
4.5.7. Ecuación RNG k- ϵ	47
4.5.8. Ecuación del área de concentración interfacial	47
4.6. Simulación en Solidworks Flow Simulation.....	47
4.7. Conclusiones del capítulo.....	54
CONCLUSIONES GENERALES	55
RECOMENDACIONES GENERALES	56
BIBLIOGRAFÍA	57
ANEXOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Tipos de transferencia de calor por convección [25].	11
Figura 2. Transferencia de calor por convección (actividad molecular) [30].	12
Figura 3. Distintos intercambiadores de calor [34].	14
Figura 4. Elementos de un intercambiador de calor [14].	15
Figura 5. Forma 1 de hallar el factor de corrección [25].	26
Figura 6. Forma 2 de hallar el factor de corrección [25].	27
Figura 7. Cabezal con entrada de fluido.	42
Figura 8. Coraza del intercambiador de calor.	42
Figura 9. Arreglo de tubos internos.	42
Figura 10. Mallado de la coraza del intercambiador de calor.	44
Figura 11. Mallado de los tubos internos del intercambiador de calor.	44
Figura 12. Convergencia de mallado del intercambiador de calor.	45
Figura 13. Corte lateral intercambiador de calor.	48
Figura 14. Dirección de flujo del fluido caliente.	49
Figura 15. Dirección de flujo agua helada.	49
Figura 16. Interacción fluidos caliente y frío.	50
Figura 17. Simulación 1.	51
Figura 18. Simulación 2.	52
Figura 19. Simulación 3.	53
Figura 20. Grafica temperatura vs longitud fluido de los tubos internos.	53
Figura 21. Grafica temperatura vs longitud fluido de la carcasa.	54

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Datos técnicos del chiller EURO.....	30
Tabla 2. Propiedades termodinámicas del agua a 10 °C y 22 °C.....	31
Tabla 3. Datos del sistema.....	33
Tabla 4. Parámetros previos a la simulación.	48
Tabla 5. Resultados simulación 1.....	50
Tabla 6. Resultados simulación 2.....	51
Tabla 7. Resultados simulación 3.....	52

RESUMEN

El propósito de este trabajo es corroborar mediante una simulación utilizando el complemento Flow Simulation del software Solidworks el proceso de enfriamiento de agua utilizando un intercambiador de calor de tubo y coraza que realiza el intercambio de calor utilizando convección, los fluidos de trabajo son agua a 22 °C y 16 °C. La metodología se desarrolló en base a un enfoque cuantitativo ya que el proceso presenta ciertos pasos con respecto al funcionamiento del intercambiador de calor de tubo y coraza. La geometría utilizada para realizar el modelado del equipo ayuda a tener una evaluación del comportamiento térmico de los fluidos que interaccionan en el desarrollo del intercambio de calor. La utilización de baffles dentro del diseño ayuda a disminuir la transferencia de calor situada en el área superficial del equipo, además mediante la simulación es posible observar dicha ventaja. La tasa normal de transferencia de calor calculada fue de 236.18 kW mientras que en los resultados entregados mediante el simulador se refleja que la longitud adecuada para los tubos internos es de 1 m y que la eficiencia que presenta el intercambiador de calor es de 54.51 % y por ende la temperatura promedio que se obtiene después de realizar las 3 simulaciones es de 15.55 °C dando un error de 3.21 %.

Palabras claves: intercambiador de calor, convección, simulación, enfriamiento.

ABSTRACT

The purpose of this study is to show through a simulation using the Flow Simulation plug-in of the Solidworks software the water-cooling process using a shell and tube heat exchanger which performs the heat exchange process using convection, the fluids working temperatures are water at 22 ° C and 16 ° C. The methodology was developed based on a quantitative approach since the process presents certain steps regarding the operation of the shell and tube heat exchanger. The geometry used for the design of the equipment helps to have an evaluation of the thermal behavior of the fluids that interact in the heat exchange process. The use of baffles within the design helps to reduce the surface area of heat transfer and through simulation it is possible to observe this advantage. The normal heat transfer rate calculated was 236.18 kW, while the results delivered by the simulator show that the adequate length for the internal tubes is 1 m and that the efficiency of the heat exchanger is 54.51 % and, therefore, Therefore, the average temperature obtained after performing the 3 simulations is 15.55 °C, giving an error of 3.21 %.

Keywords: heat exchanger, convection, simulation, cooling

INTRODUCCIÓN

A lo largo de la historia el agua ha sido utilizada en diferentes tipos de actividades económicas, además los seres humanos la han venido utilizando en actividades recreativas, alimenticias y domésticas. Antes de la revolución industrial, el agua fue una fuente esencial de energía y, en la actualidad la energía generada por el agua es una fuente de energía barata, limpia y renovable, aunque no es la más utilizada por la industria a pesar de los beneficios que puede otorgar.

Debido a su fácil disponibilidad y su alto calor específico, el agua es utilizada en intercambiadores de calor trabajando en fase gaseosa y líquida, para refrigerar o para calentar.

En algunos procesos donde exista la presencia de sistemas mecánicos pasa que el calor se transfiere de un sitio a otro. Para realizar esta actividad se requiera la utilización de un intercambiador de calor, del cual se necesita tener un entendimiento básico acerca del funcionamiento de todos los componentes mecánicos que actúan.

El problema de estudio se orienta principalmente al área de facilidades de la empresa Sigmaplast donde se encuentra una cisterna de agua la cual sirve como alimentación a uno de los dos equipos de enfriamiento, dicho equipo en ocasiones llega a trabajar a su máxima capacidad debido a que brinda servicio a las máquinas de los procesos de impresión y laminación en las cuales es necesaria la aplicación de agua fría para sus sistemas de control de temperatura donde se utilizan intercambiadores de calor de placas.

El incremento en la temperatura del agua ubicada en la cisterna es producido debido a que trabaja en un sistema cerrado con el equipo de enfriamiento mencionado anteriormente el cual entrega agua a temperatura de 14 °C a la cisterna que contiene agua a temperatura de 22 °C, se realiza un intercambio de calor por convección entre dichas aguas y la resultante es distribuida hacia las máquinas de laminación e impresión, cumplida su función retorna nuevamente a la cisterna con un aumento en su temperatura lo que ocasiona que el agua de la cisterna gane calor.

El agua es un recurso indispensable dentro de los procesos industriales, siendo uno de los fluidos más utilizados en los procesos donde esté presente la transferencia térmica, una aplicación importante de este fluido es la utilización como refrigerante para sistemas centralizados de agua en donde se busca disminuir la temperatura de un fluido líquido.

Dentro de algunos procedimientos mecánicos ocurre que el calor es llevado de un sistema a otro de manera específica en una determinada aplicación, en algunas ocasiones cuando se quiere disminuir la temperatura de un fluido se utiliza otro de menor temperatura, para de esta manera reducir los costos en utilización de refrigerantes y así aprovechar un recurso natural que en caso de fuga no representa riesgo de contaminación ambiental.

La falla en los procesos de producción debido a un mal control de temperatura del agua que interactúa en los distintos sistemas de las máquinas ocurre frecuentemente. Con la implementación de este sistema se busca corregir estos defectos y de esa manera mejorar la calidad de los procesos.

Se tienen máquinas que cumplen la misma función dentro de un proceso, al tener una de ellas trabajando casi al límite de su capacidad y a la otra a la mitad de su capacidad se produce un problema el cual puede representar una serie de pérdidas para la empresa, por lo cual se busca colocar como apoyo a la máquina que trabaja a la mitad para de esta manera aliviar el trabajo del otro equipo.

De esta manera se recurrirá a la implementación de un intercambiador de calor de tubo y coraza el cuál trabajará con agua a 10 °C como fluido frío, buscando así de esta manera saber que tan efectiva y beneficiosa resulta su aplicación, ya que no solamente servirá como enfriador de agua sino también como un apoyo adicional a los procesos de laminación e impresión, así como también brindar la posibilidad de realizar un mantenimiento adecuado a la máquina que trabaja al máximo de su capacidad.

Inicialmente se realizará un estudio de carácter científico en algunos artículos de diversos autores para de esa forma evidenciar cuales son los que aportan información relevante al proyecto. La investigación se enfoca especialmente en los equipos de intercambio de calor de tipo tubo y coraza que son utilizados dentro del campo industrial, adicionalmente, se realizará un análisis del comportamiento térmico del agua como fluido de trabajo en el proceso de enfriamiento.

Asimismo, se plantea un estudio para obtener las variables presentes dentro del proceso de enfriamiento del agua las cuales ayudan al diseño del equipo, este estudio ayudará a definir la geometría de las partes mecánicas del intercambiador de calor.

De igual manera se realiza un análisis para lograr entender el funcionamiento del intercambiador de calor de tubo y coraza trabajando con agua a 10 °C y 22 °C las cuales circulan por los tubos internos y coraza respectivamente. Para este análisis se ha calculado los diversos números adimensionales que van a permitir saber cuál es el efecto de la transferencia de calor mediante la convección.

Para el análisis numérico aplicado en el intercambiador, el software utilizado es Solidworks el cual a través de su complemento Flow Simulation permitirá conocer el comportamiento termodinámico que tendrá el agua una vez iniciado el proceso y adicionalmente mostrar resultados computacionales muy cercanos a la realidad sin la necesidad de realizar experimentaciones

El objetivo general consiste en diseñar y simular un intercambiador de calor de tubo y coraza con una capacidad de 31 m³/h para disminuir la temperatura del agua hasta 16 °C en la planta SIGMAPLAST.

Los objetivos específicos son:

- Analizar el proceso de intercambio de calor utilizando agua a 10 °C como refrigerante en un intercambiador de calor de coraza y tubo.
- Diseñar un intercambiador de calor de coraza y tubo para el enfriamiento de agua contenida en una cisterna hasta llegar a una temperatura de 16 °C.
- Evaluar de forma analítica la eficiencia del intercambiador de calor de tubo y coraza para enfriar agua hasta una temperatura de 16 °C.
- Validar los resultados obtenidos de forma teórica con los obtenidos a través de la simulación, bajo las condiciones de diseño establecidas.

CAPÍTULO I

ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA

En el capítulo presente se expone los estudios, aplicaciones e investigaciones relacionadas al diseño de intercambiadores de calor, se incluirá también un marco teórico relevante y los principales componentes, lo mencionando anteriormente se llevará a cabo a través de una revisión literaria sobre temas que tengan similitud con lo que se aborda en la investigación.

El objetivo del presente capítulo es describir los conceptos fundamentales que tienen relación con un intercambiador de calor, así como también los principios básicos del funcionamiento del equipo y adicionalmente los campos de aplicación a nivel industrial con una concentración importante en el proceso de enfriamiento de agua.

1.1.Estado del arte

Cui et al. [1] exponen el agua como un recurso natural y económico básico que tiene relación con la economía nacional y el sustento de las personas, así como también es un factor ecológico de control del medio ambiente. Se encuentra limitado por la escasez de recursos hídricos ya que su consumo aumenta cada año. El "13° Plan Quinquenal para el Desarrollo de la Industria de Conservación de Energía y Protección del Medio Ambiente" y el "13° Plan Quinquenal para la Construcción de la Sociedad de Ahorro de Agua" presentan los principios de orientación tecnológica y cultivo industrial para promover la correcta utilización de dicho recurso.

El agua en estado líquido es una sustancia que presenta un gran número de anomalías, como, por ejemplo, la densidad del agua líquida es mayor a la del hielo, dentro del campo de la ingeniería el agua es utilizada a nivel industrial debido a que sus propiedades son beneficiosas, una de ellas es que su calor específico es muy elevado lo cual le permite trabajar eficientemente dentro de sistema termodinámicos, en otros ámbitos de la ingeniería es utilizada como disolvente. Algunas propiedades del agua pueden ser descritas con alta precisión debido a la realización de modelos simplificados de su geometría y distribución electrónica según comenta en su trabajo Sanz [2].

Según el estudio realizado por Reyes, Moya y Cruz [3] el consumo energético mundial total en el año 2005 fue de 5×10^{20} J lo cual equivale a una potencia de 1.5×10^{13} W con

un 86.5 % proveniente de combustibles fósiles. Los intercambiadores de calor de tubo y coraza son los equipos de transferencia de energía más importantes dentro de la industria, su diseño termodinámico está basado aspectos importantes tales como la disminución de presión y en el coeficiente global de transferencia de calor, estos equipos son seleccionados para diferentes tipos de servicios tales como enfriamiento de líquidos o gases, condensación de vapores de agua o refrigerantes.

En los sistemas de almacenamiento de agua helada empleada para climatización según el estudio que realizan Vega et al. [4] pretenden disminuir el costo de la energía eléctrica y aumentar la eficiencia energética. Este tipo de sistema generalmente utiliza piscinas o tanques de agua grandes para el almacenamiento. El enfriador utilizado en el estudio consta de un equipo cilíndrico de tubo y coraza que realiza el proceso de evaporación, el cual es capaz de crear 5 °C de diferencia de temperatura con una capacidad de enfriamiento de 404 kW. El funcionamiento de los sistemas de almacenamiento de energía térmica consiste en almacenar energía en un tiempo específico del día para utilizarlo en un horario diferente, lo cual es conocido como “volante térmico”.

Dentro del diseño de intercambiadores de calor Reyes, Moya y Goytisolo [5] comentan que un problema que se debe tener en cuenta son las vibraciones inducidas en los tubos las cuales se producen debido al paso del fluido, ya que, la vibración es un factor que limita la operación de este tipo de equipos. La vibración en un intercambiador de calor tiene una frecuencia de origen natural y depende mucho del tipo de equipo utilizado, así como también de la ubicación de los tubos internos. Dentro de los tubos internos del intercambiador de calor suele existir la aparición de vibraciones que son producidas debido a la turbulencia por impacto y al vertimiento del vórtice.

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza están presentes en la mayor parte de sistemas térmicos en las diversas industrias. Dentro de los equipos de transferencia de calor sin combustión, los intercambiadores de calor son los más importantes para los procesos químicos. Al realizar un proceso de optimización en un software de análisis se puede reducir costos de construcción y disminuir el área donde se da el proceso de intercambio de calor, el método utilizado por Reyes et al. [6] es el de “recocido simulado” el cual modela el aumento de temperatura de un material y para después observar cómo disminuye la temperatura lentamente para que así se minimice la energía del sistema.

El estudio realizado por Lim y Choi [7] se basa principalmente en el ciclo orgánico de Rankine (ORC) para el diseño térmico de intercambiadores de calor de coraza y tubo. Al realizar el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza se debe utilizar el coeficiente global de transferencia de calor adecuado para obtener el área óptima de intercambio de calor, así como también realizar el cálculo necesario para alcanzar el valor de transferencia de calor del sistema y hasta que el valor de caída de presión esté por debajo del máximo admisible. También se deben especificar cuatro variables dentro del diseño las cuales son: los tubos internos, la coraza, coeficiente global de transferencia de calor y la disminución de presión en el lado de la coraza.

En el campo de la ingeniería los procesos de intercambio de energía térmica son problemas muy comunes según el estudio de Sánchez y Góngora [8]. Los coeficientes de transferencia de calor encontrados en el estudio mediante los métodos de Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD) y el método de la Efectividad de Unidades de Transferencia (NTU) son 11.1 y 11.0 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ respectivamente, lo cual es un indicador que dice que no debe existir una diferencia considerable al aplicar cualquiera de estos métodos. Para la evaluación térmica de sistemas de enfriamiento lo más recomendable es utilizar el método LMTD.

Magazoni et al. [9] proponen un estudio basado en el método LMTD aplicado a un intercambiador de calor de tubo y coraza de un solo paso y a contraflujo. La diferencia relativa del factor de corrección (F) entre el caso base donde el intercambiador trabaja con flujo cruzado y el intercambiador actuando a contraflujo está entre 0 % y 14 %. Las diferencias entre los distintos arreglos de flujo tienden a disminuir con el número de deflectores y la relación de capacidad térmica. El intercambiador de calor al estar bajo un número infinito de deflectores tiende a comportarse como uno de contraflujo puro en donde su factor de corrección equivale a 1 ($F=1$).

Los intercambiadores de calor comúnmente son utilizados en procesos industriales donde el calor del escape gaseoso se utiliza para precalentar el aire y el agua para las diversas aplicaciones industriales y comerciales. Dentro de la gran gama de intercambiadores de calor según Mangrulkar et al. [10] los más utilizados son los de tipo tubular debido a que son relativamente modulares en su diseño y el costo de mantenimiento es bajo, dentro de los intercambiadores tubulares se puede encontrar intercambiadores de calor de tubos concéntricos, intercambiadores de tubo y coraza, intercambiadores de placas entre otros.

Los sistemas de enfriamiento de agua son necesarios para mantener la temperatura de un sistema dentro de un límite recomendado. Elminshawy et al. [11] presentan en su trabajo un sistema de enfriamiento de enfriamiento integrado por un intercambiador de calor enterrado. El sistema implementado obtuvo una reducción de la temperatura superficial del panel de 72.5 °C a 39.3 °C con flujos máscos de 0.01 kg·s⁻¹ y 0.04 kg·s⁻¹ respectivamente, con estos resultados la eficiencia térmica del sistema incrementó notablemente, así como también el flujo de agua de refrigeración.

Jiménez y Rivera [12] presentan un sistema de enfriamiento construido con intercambiadores de calor como principales componentes. El sistema utiliza agua como fluido auxiliar para enfriar o calentar según sea requerida, presentando parámetros de diseño como, energía interna de enfriamiento, temperatura de condensación y coeficiente interno de rendimiento con valores de 2.6 kW, -19 °C y 0.61 respectivamente. Con estos parámetros establecidos el sistema también fue utilizado para aplicaciones donde exista la presencia de sistemas de aire acondicionado.

Un sistema de disminución de temperatura para un concentrador fotovoltaico fue realizado mediante la utilización de un intercambiador de calor según muestran en su trabajo Jakhar, Soni y Gakkhar [13] los experimentos fueron realizados dentro de las condiciones climáticas de Pilani, Rajasthan, dando como resultado una disminución de temperatura desde 416.36 °C hasta 85.28 °C y un flujo de masa de 0.022 kg·s⁻¹, este flujo se considera el adecuado para un correcto funcionamiento del sistema además se observó que con el aumento de flujo máscico la temperatura disminuyó.

El estudio realizado por Li et al. [14] trata acerca de la simulación numérica y empírica de un intercambiador de calor de tubo y coraza, el fluido que pasa por los tubos es agua obtenida de la red pública con un flujo de 7.42 m³·h⁻¹ provocando una caída de presión del 12 % en la sección del haz de tubos y 78% en el lado de la coraza. Por otro lado, el porcentaje promedio de generación de entropía obtenido fue de 5.18 % y la eficiencia en la coraza fue de 43.91 % mientras que en el arreglo de tubos fue 32.81 %. Los resultados mostrados representan que el límite para almacenar energía y la intensificación de transferencia de calor aumenta mediante la modificación de un patrón de flujo.

Durante las últimas décadas los intercambiadores de calor de tubo y coraza son utilizados en gran magnitud en muchas aplicaciones de ingeniería ya sea refrigeración, refinación

de petróleo, aire acondicionado, entre otros. Según estudios realizados por Aniket et al. [15] el 30 % de intercambiadores de calor implementados en el campo industrial son de tipo coraza y tubo. Los deflectores corresponden a un elemento indispensable dentro del diseño de este tipo de equipos debido a que proveen de soporte a los tubos, ayudan a mantener una velocidad constante de flujo, evitan la vibración en los tubos y aumentan el coeficiente de transferencia de calor.

Para el diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubo es necesario tener en cuenta que el área superficial óptima de intercambio de calor debe determinarse utilizando un coeficiente global de transferencia de calor adecuado, recomiendan en su trabajo Lim et al. [16]. Una vez establecidos los parámetros de diseño los cálculos deben ser repetidos hasta alcanzar el valor requerido de transferencia de calor del sistema, así como también la caída de presión calculada, estas dos variables deben estar por debajo de valor máximo permitido

Dentro de la simulación de intercambiadores de calor Pal et al. [17] realizaron un estudio donde simularon intercambiadores de calor de tubo y coraza con deflectores y sin deflectores, encontrando que el número de Reynolds en los intercambiadores de calor sin deflector fue menor a 7000, mientras que para la simulación con deflectores se obtuvo un número de Reynolds dentro de un rango de 6000 a 17000 para flujos máscicos de $0.5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ y $1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ respectivamente.

En el estudio realizado por Lee et al. [18] se simuló mediante un CFD, un modelo de intercambiador de calor automatizado en su totalidad para de esta manera obtener el flujo de aire en condiciones de funcionamiento establecidas. Adicionalmente proponen una interpolación lineal multivariante para obtener un enfoque escalar de los perfiles de velocidad para el flujo de aire. La simulación del intercambiador de calor se basa en un modelo de resistencia al momento, en la cual el flujo de aire fluye a través de la malla del intercambiador la cual depende de la caída de presión.

Los intercambiadores de calor cumplen un papel importante dentro de la transferencia de calor como mencionan en su estudio Engin et al. [19] quienes realizaron una simulación mediante CFD de un intercambiador de calor de tubo y coraza, el cual utiliza una configuración de deflectores en tres zonas, obteniendo como resultados un flujo de

transferencia de calor de 7.3 % y un desplome de presión de 7.6 %. Así como también un aumento en la diferencia de temperatura de 7 % y una pérdida de presión menor al 49 %.

Dentro del análisis de intercambiadores de calor se requiere obtener una alta eficiencia por parte de los equipos, como presentan en su trabajo Wu et al. [20], quienes en su estudio realizaron una simulación numérica llevada a cabo utilizando agua como fluido de trabajo y diferentes parámetros de diseño (diámetro y espesor). Los valores numéricos obtenidos señalan que el rendimiento en el proceso de transferencia de calor aumentó cuando las medidas de diámetro y espesor del tubo fueron 6 mm y 3.5 mm respectivamente. Con estos parámetros de diseño la eficiencia incrementó en un 17.9 %, por otro lado, la caída de presión disminuyó en un 61 %.

Badenes et al. [21] muestran en su trabajo una simulación numérica de intercambiadores de calor utilizando materiales avanzados que combinan la versatilidad del plástico los cuales poseen una conductividad térmica similar a las de la roca y el suelo. Las dimensiones de la tubería externa son de 63 mm de diámetro externo, un grosor de pared de 5.8 mm y una conductividad térmica de $0.4 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$, por otro lado, las dimensiones de la tubería interna son de 32 mm, 3 mm y $0.5 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$ respectivamente. Los resultados mostrados mediante la aplicación de este método y material fueron óptimos ya que se disminuyó la resistencia térmica de $20 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$.

Abbas et al. [22] mencionan dentro de su investigación numérica acerca de la eficiencia de un intercambiador de calor de tubo y coraza con un arreglo simple de paso que el factor de fricción disminuye mediante la aplicación de un ángulo denominado “Ángulo de chevrón (β)” entre más alto sea el ángulo la eficiencia del intercambiador aumentará. Los resultados mostrados dentro del estudios muestran que al dar un valor de 75° al ángulo de chevrón la eficiencia incrementó en un 0.75 % para el lado de los tubos y un 0.53 % para el canal de la coraza.

Ozdemir y Serican [23] realizaron un estudio de análisis numérico para un intercambiador de calor de tipo regenerativo mediante la utilización de un software computacional de dinámica de fluidos, donde se simuló el calor y el flujo que actúan en un intercambiador de calor. El modelo fue desarrollado basándose en que el coeficiente global de transferencia de calor es independiente de la temperatura y el tiempo. Para la obtención

de resultados se realizaron tres pruebas con diferentes cargas de masa: una baja de 0.9 m_{fg} y un alta de 1.1 m_{fg} obteniendo eficiencias de 0.6753 y 0.6712 respectivamente.

Al realizar simulaciones numéricas y mediciones experimentales para investigar los tipos de flujo e intercambio de calor del equipo de recuperación de calor Yin et al. [24] llegan a la conclusión de que los estándares matemáticos representan la relación entre las tasas de transferencia de calor y los parámetros de diseño del intercambiador de recuperación de calor, los cuales fueron optimizados mediante la utilización de un algoritmo del software Matlab, el cual mostró los siguientes resultados: 0.055 m de diámetro de los tubos, 1.53 m de largo de los tubos, y una disminución de presión de 44.6 Pa.

1.2.Aspectos teóricos

En la presente sección se realiza una revisión teórica relacionada con equipos de intercambio de calor tales como funcionamiento, clasificación y adicionalmente el fluido de trabajo que actúa en el proceso.

1.2.1. Transferencia de calor

El proceso de intercambio de energía calorífica trata de un proceso termodinámico que se realiza desde el medio o sistema que cuenta con mayor temperatura hacia el de menor temperatura y dicho proceso termina una vez que ambos medios presenten una estabilidad térmica. La energía calorífica puede ser transferida de diferentes maneras, las cuales son: convección, conducción y radiación [25].

1.2.1.1. Transferencia de calor por convección

La transferencia de calor por convección se da entre una superficie sólida y un fluido en estado líquido o gaseoso que se encuentra en movimiento y abarca los efectos de la transferencia de calor por conducción y el movimiento de fluidos. Dicho de otra forma la velocidad de un fluido es directamente proporcional con la cantidad de transferencia de calor [26].

El calor es transferido mediante el movimiento físico de las moléculas que poseen mayor temperatura en la zonas de calientes hacia las zonas de menor temperatura hasta que se alcance el equilibrio térmico [27].

La convección natural ha sido objeto de extensos estudios tanto teóricos como experimentales, debido a su presencia dentro de procesos naturales e industriales, por

ejemplo, dentro de la ingeniería se encuentra presente en sistemas de enfriamiento para procesos industriales o equipos electrónicos [28].

La transferencia de calor por convección natural se conoce como un modo de intercambio de calor provocado por el movimiento de un fluido que es impulsado por la flotabilidad. La fuerza de flotabilidad representa el resultado de la diferencia entre la densidad del fluido por el gradiente de temperatura del fluido y la gravedad. Este tipo de transferencia de calor se utiliza comúnmente en una variedad de componentes y sistemas de generación de energía tales como refrigeración de equipos electrónicos, almacenamiento de energía térmica, enfriadores submarinos e intercambiadores de calor [29].

La transferencia de calor mediante la convección es forzada cuando se encuentra impulsada por fuerzas externas las cuales se mueven favoreciendo la circulación del fluido [27].

La convección de un fluido sucede cuando una fuerza externa actúa sobre cualquiera de los fluidos que se encuentran trabajando en el proceso. En este tipo de transferencia de calor la velocidad de un fluido depende mucho de la presencia de un sistema mecánico que generalmente es una bomba o un ventilador. Por otra parte en la convección natural la energía cinética resulta de la fricción ejercida entre cuerpos que se encuentran a distintas temperaturas, dicho acontecimiento produce la flotabilidad [30]. Los tipos de transferencia de calor por convección son mostrados en la Figura 1.



Figura 1. Tipos de transferencia de calor por convección [25].

1.2.1.2. Transferencia de calor por conducción

El calor se transfiere mediante conducción cuando existe la presencia de dos sólidos que se encuentran a diferentes temperaturas y están en contacto físico, dicho proceso ocurre

en el interior de sistemas en estado sólido, de esta forma la transferencia de calor por conducción es posible encontrarle en fluidos en estado líquido y gaseoso [31].

La transferencia de calor en sólidos se da debido al intercambio de vibraciones producidas por las moléculas, así como también cuando los electrones libres transportan energía. Por otra parte, en los gases y líquidos la transferencia de calor por conducción se debe a la expansión y choque entre las moléculas que se encuentran en movimiento.

Dentro del estudio de transferencia de calor por conducción, la conductividad térmica es un factor determinante para llevar a cabo este proceso, debido a que representa la capacidad que posee un elemento para transferir calor. De esta manera puede ser definida como la cantidad de transferencia de calor que fluye por el espesor de un material y posee una diferencia de temperatura [25], como se muestra en la Figura 2.

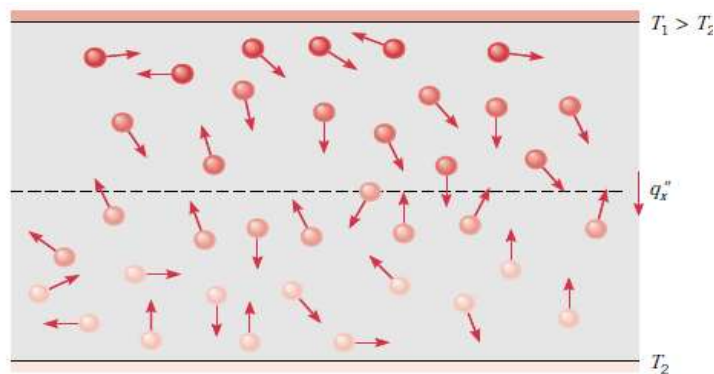


Figura 2. Calor transferido por convección (actividad molecular) [30].

1.2.1.3. Transferencia de calor por radiación

La transferencia de calor por radiación se diferencia de los otros tipos de transferencia de calor debido a que la temperatura utilizada es la absoluta que se encuentra elevada a la potencia cuatro, adicionalmente el calor es llevado por radiación sin la necesidad de intervención de un medio. Dentro del estudio de este tipo de intercambio de calor, es posible mencionar a la radiación térmica ya que es un factor indispensable para este tipo de transferencia y se define como el proceso mediante el cual se transfiere calor de un cuerpo sin la intervención de algún otro medio [32].

1.2.2. Intercambiador de calor

Un intercambiador de calor es un equipo que ayuda a llegar a un equilibrio térmico a dos fluidos que se encuentran a distintas temperaturas y evitando al mismo tiempo que dicho

fluidos tengan contacto entre sí. En el campo industrial los intercambiadores de calor son utilizados comúnmente en sistemas de calefacción y acondicionamiento, así como también para la generación de energía en las plantas de mayor magnitud. El proceso de transferencia de calor dentro de un intercambiador principalmente se ocasiona por la convección entre los distintos estados de un fluido y por conducción entre el fluido y la pared que los separa sin que exista algún contacto directo entre los fluidos [25].

Habitualmente los intercambiadores de calor son implementados para conservar y utilizar energía térmica, sin embargo, poseen extensas aplicaciones dentro de la industria para procesos que van de acuerdo a sus características específicas, tales como, las temperaturas de ingreso y salida de los fluidos, así como también el servicio térmico requerido, si estas características no están bien definidas pueden surgir incertidumbres en su diseño y esto conllevará a una pérdida del rendimiento del equipo [33].

También puede ser considerado como un dispositivo usado para el intercambio de energía calorífica interna entre varios fluidos que se encuentren disponibles a distintas temperaturas, dicho de mejor manera un intercambiador de calor permite disminuir el calor existente en un punto de manera específica en una determinada aplicación [34].

Las razones fundamentales para la implementación este tipo de equipos son las que se muestran a continuación:

- Disminuir la temperatura de un fluido a través de la aplicación de otro fluido que se encuentre a menor temperatura.
- Elevar la temperatura de un fluido frío mediante la utilización de un fluido caliente.
- Realizar el proceso de condensación a través de la implementación de un fluido de baja temperatura.
- Llegar al punto de ebullición de un fluido mientras al mismo tiempo el otro fluido realiza un proceso de condensación.

En la Figura 3 se puede apreciar distintos modelos de intercambiadores de calor que son usados dentro de las industrias.

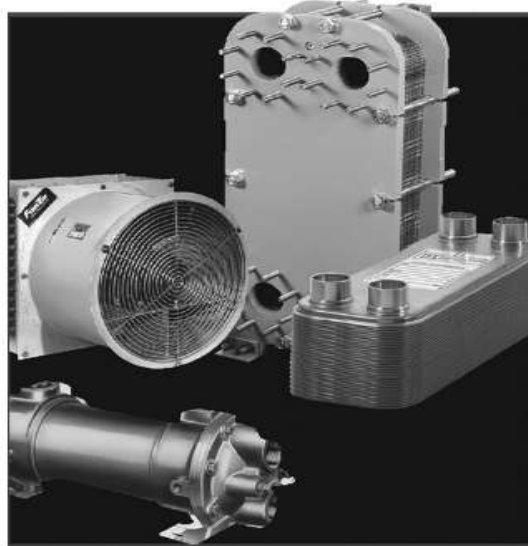


Figura 3. Distintos intercambiadores de calor [34].

Un intercambiador de calor está constituido por componentes mecánicos los cuales facilitan la transferencia de calor, dichos componentes pueden ser una matriz que contiene el área superficial de intercambio de calor y elementos de repartición de fluidos como cabezales o tanques, generalmente no existen partes móviles en su estructura, sin embargo, existe excepciones como por ejemplo un regenerador rotatorio [34].

1.2.3. Principio de funcionamiento de un intercambiador de calor

La principal función de un equipo de intercambio de calor es la transferencia de energía entre fluidos. Debido a los elementos que componen un intercambiador de calor, es posible afirmar que su funcionamiento se basa principalmente en el paso de un fluido por un tubo mientras que el otro fluido pasa por el tubo mencionado anteriormente [35].

Existen tres tipos de intercambio de calor que pueden suceder en un intercambiador de calor, los cuales se muestran a continuación:

- Transferencia de calor por convección desde el fluido con dirección a la pared interna del tubo.
- Transferencia de calor por conducción mediante la pared del tubo.
- Transferencia de calor por convección entre el lado externo del tubo y el medio ambiente.

1.2.4. Tipos de intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor generalmente son clasificados dependiendo de la disposición de los tubos y el tipo de fabricación. Dentro de la industria se conoce otro

tipo de clasificación que está basada en el proceso de transferencia, fase de los fluidos del proceso y mecanismo de transferencia de calor [30], [34].

1.2.4.1. De acuerdo con su construcción

Un intercambiador de calor de tubo y coraza se basa en una asociación de tubos que se encuentran en un contenedor denominado coraza o carcasa, en sistemas donde existe gran diferencia de presión entre los fluidos es recomendable que el líquido que presenta una presión elevada circule por los tubos internos del equipo y el fluido con baja presión por el sitio de la coraza esto se da debido a los precios de fabricación, ya que los tubos son más económicos y resisten presiones más elevadas [35].

Los componentes principales de este tipo de intercambiador de calor son: tubos, carcasa (coraza), cabezal frontal, cabezal posterior, deflectores y láminas de tubo, así como también los accesorios para realizar las conexiones por donde va a circular el fluido [36]. En la Figura 4 se puede apreciar detalladamente cada uno de los elementos que componen un intercambiador de calor de tubo y coraza.

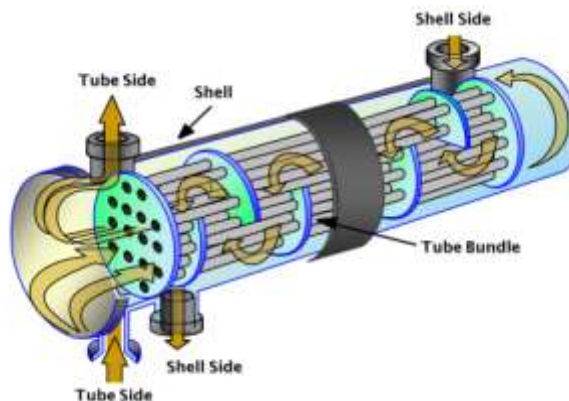


Figura 4. Elementos de un intercambiador de calor [14].

La obtención de una superficie óptima de intercambio de calor estará determinada por un correcto uso del coeficiente global de transmisión de calor, los deflectores, así como también los tubos tienen un impacto en el rendimiento. El rendimiento puede ser afectado debido a un problema común producido por los deflectores que es la creación de zonas muertas y por consiguiente una alta caída de presión, así como también las vibraciones causadas por el paso del fluido a través del tubo [7],[37].

Los intercambiadores de calor de tubo y coraza son equipos indispensables para los procesos químicos existentes dentro de una planta industrial. El diseño de este tipo de

equipos se enfoca fundamentalmente en dos factores que son el coeficiente global de transferencia de calor y la caída de presión, actualmente se han realizado estudios acerca de una nueva característica del fluido conocida como “Entransía” la cual indica que capacidad tiene un cuerpo para la transferencia de energía calorífica [38].

1.2.5. Agua

Al igual que casi todas las sustancias, el agua se compone por moléculas de hidrógeno y oxígeno son los elementos presentes en la molécula de agua (H_2O). La superficie de la Tierra está constituida en un 71 % por agua, del cual el 97 % posee sal y se encuentra en los mares y océanos, mientras que el 3 % restante es agua dulce que la podemos encontrar en ríos, lagos, glaciales y casquetes polares.

El agua ha sido utilizada a lo largo de la historia en actividades domésticas, así como también en diversas actividades económicas. La demanda de agua con el paso del tiempo ha ido incrementando, sin embargo, su disponibilidad ha ido disminuyendo debido al aumento de la población y al desarrollo industrial [2].

El agua es considerada como una fuente esencial de energía dentro de la ingeniería debido a su alto calor específico y su fácil disponibilidad, en estado sólido o gaseoso puede ser utilizada para refrigerar o calentar según sea su necesidad. En muchos sistemas termodinámicos el agua es utilizada como un medio esencial de trabajo debido a su alta eficiencia convectiva para transferir energía calorífica, sin embargo, se conoce que los límites entre las fases líquida y gaseosa desaparecen una vez que la temperatura y la presión superan el punto crítico [39],[2].

1.2.6. Agua en Ecuador

Dentro de un contexto de escasez creciente de agua a nivel mundial, el Ecuador tiene gran ventaja debido a que es uno de los países mejor dotados con este recurso hídrico. No obstante, la desigualdad existente en su repartición, así como también factores de contaminación y una mala gestión en lo referente a aguas residuales hacen que peligren la salud de los seres humanos y la naturaleza. Su utilización se da en acciones cotidianas tales como consumo personal, agricultura, acuicultura y ganadería, entre las principales [40].

Ecuador es un país que cuenta con una cantidad suficiente de agua, aproximadamente cuatro veces el promedio per cápita global, sin embargo, el conflicto para su correcta

utilización es que los factores contaminantes crecen y que los abastecedores del líquido en este caso fuentes, se destruyen aceleradamente. De acuerdo con informes emitidos por el Foro de Recursos Hídricos, el Estado abasteció con $2240 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ de agua en 64300 concesiones, el riego utiliza 31519 concesiones lo cual representa el 19.65 %, el sector eléctrico utilizó 74.28 % del total y consumo doméstico representó el 1.22 % del caudal total [40].

La población campesina actualmente utiliza sistemas de riego lo cual representa el 86 % de los usuarios, sin embargo, de este porcentaje solo pueden regar el 22 % de sus terrenos, además, esta parte de la población accede solamente al 13 % del caudal. Por otro lado, los grandes consumidores de agua los cuales no representan ni el 1 % de la producción utilizan el 67 % referente al flujo del agua. El incremento del consumo de agua se dio debido al aumento en la población así como también a las actividades productivas que tienen gran demanda de agua y que están orientadas a mercados externos [40].

1.2.7. Proceso de enfriamiento de agua

Debido a la alta capacidad calorífica específica y a la no toxicidad del agua los sistemas de enfriamiento a base de este fluido son muy utilizados dentro de procesos industriales, así como también en sistemas de refrigeración para poder disipar el calor residual al medio ambiente. En comparación con los sistemas de agua de enfriamiento directo, los sistemas de recirculación de agua fría pueden conservar agua dulce y reducir la contaminación térmica de la fuente de agua [41].

El proceso de enfriamiento de agua dentro de un sistema termodinámico es de gran importancia y ejemplos comunes de sus aplicaciones se encuentran en sistemas de conservación de energía, dispositivos de almacenamiento de energía y unidades de refrigeración, entre otros, en estos ejemplos es necesario predecir la cantidad de calor que va a ser removida del agua y el tiempo requerido para que el proceso de enfriamiento sea completado. Para determinar el flujo de calor que sale del agua se aplica el número de Nusselt mientras que la temperatura promedio representa la velocidad de enfriamiento [42].

Entender la convección del agua dentro de un sistema de intercambio de calor es esencial para predecir el rendimiento térmico de cualquier sistema de energía que utilice agua. Un sistema de enfriamiento de agua puede ser implementado a través de bombas trabajando

con agua fría, torres de enfriamiento o condensadores. Los sistemas refrigerantes de agua están destinados a descargar el calor rechazado por los enfriadores. El funcionamiento de un sistema de enfriamiento de agua es esencial para el coeficiente de rendimiento (COP) del equipo enfriador, lo que influye significativamente en el consumo de energía del sistema [43].

Un intercambiador de calor refrigerado por agua es el elemento principal para producir que se cumpla el proceso de refrigeración. Su eficiencia de intercambio de calor influye directamente en el rendimiento de un dispositivo de refrigeración, sin embargo, es posible la pérdida de flujo debido al intercambio de calor excesivamente forzado [44].

El intercambiador de calor refrigerado por agua constituye el núcleo componente en un sistema refrigerador que se encarga de extraer calor de un sistema, generalmente un intercambiador de calor de tubo y coraza es el adecuado en lo referente a realizar este trabajo debido a que su estructura está conformada por un haz de tubos regulares que ayudan a incrementar el área de transferencia de calor [45].

1.2.8. Circuitos cerrados de enfriamiento de agua

Los circuitos de enfriamiento de agua son utilizados ampliamente para disipar el calor de baja calidad en los procesos dentro de las diferentes industrias. Los componentes para un equipo encargado de disminuir la temperatura del agua consisten en una red de refrigeración, una bomba de agua y un equipo de enfriamiento. Las bombas consumen una gran cantidad de energía para poder transportar el agua de refrigeración [46].

La influencia del agua de enfriamiento dentro de los intercambiadores de calor en un sistema de refrigeración ayuda de gran manera a mejorar el rendimiento del sistema. Para encontrar un óptimo sistema de enfriamiento de agua es necesario considerar las condiciones del entorno relacionadas con el sistema, es decir ubicación de tanques reservorios, chillers y de ser necesaria una torre de enfriamiento. La energía que se consume tiene relación con la capacidad de un reservorio de agua de enfriamiento y la carga de presión para el transporte [11], [47].

1.2.9. Dinámica de fluidos computacional (CFD)

En los últimos años el modelado en CFD ha sido utilizado eficientemente dentro de procesos industriales específicamente en sistemas de refrigeración donde existe intercambio térmico de energía entre fluidos. Dentro de la consecución de resultados es

recomendable definir algunos puntos importantes como por ejemplo la temperatura con la que ingresa y sale el fluido, la velocidad de flujo de cada fluido, entre otros. Este análisis brinda una amplia gama de aplicaciones industriales, así como también gran exactitud en la consecución de resultados [48].

1.3.Conclusiones del capítulo

Mediante la investigación se concluye que, los intercambiadores de calor de tubo y coraza tienen alto nivel dentro de procesos industriales y químicos debido a que pueden ser aplicados para enfriamiento o calentamiento de fluidos, dependiendo de la necesidad, adicionalmente su diseño y costo presentan más ventajas en comparación con otros tipos de intercambiadores de calor, asimismo se posibilitará por medio del presente trabajo el estudio de enfriamiento de un sistema de agua centralizada.

En cuanto al fluido de trabajo que será utilizado, cabe recalcar que es agua, el cual es amigable con el medio ambiente debido a que no posee ningún tipo de compuesto que contribuya a la emisión de CO₂ hacia la atmósfera y por consiguiente al calentamiento global, al utilizar agua como fluido de trabajo es posible aprovechar su alto calor específico, así como también su fácil disponibilidad, lo que proporciona un correcto desarrollo de los procesos donde sea necesaria su utilización.

Un intercambiador de calor de tubo y coraza que utiliza agua como fluido para trabajar dentro de un circuito cerrado, entrega un alto nivel de eficiencia de intercambio de calor debido a que no existe mucha pérdida de flujo ya que el proceso no es excesivamente forzado.

CAPÍTULO II

ANÁLISIS DE UN INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CORAZA

El presente capítulo se direcciona hacia una revisión de formulaciones, parámetros y ecuaciones que son indispensables dentro del esquema y funcionamiento de un intercambiador de calor de tubo y coraza.

Mediante la investigación acerca de fórmulas y ecuaciones relacionadas al tema, se facilita el análisis respecto a los resultados que se obtengan en la simulación, los cuales deben estar relacionados a comparadores tabulados y normalizados de trabajos similares al que se está realizando.

2.1. Número de Reynolds

El número adimensional de Reynolds tiene gran relevancia dentro de la dinámica de fluidos teniendo en cuenta los efectos de viscosidad e inercia de un fluido, por lo tanto, es considerado como un parámetro que identifica la calidad de flujo el cual puede encontrarse en estado de turbulencia o laminar.

En términos técnicos el número referente a Reynolds es interpretado como la proporción de fuerzas inerciales y viscosas, dado que dichas variables deben estar en equilibrio en cualquier momento [49].

Existen dos maneras equivalentes para hallar el número de Reynolds, las cuales se muestran a continuación [50]:

$$Re = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu} = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (1)$$

Donde:

Re: Número de Reynolds

v: Velocidad del fluido [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$].

D: Diámetro de la tubería [m].

ρ : Densidad del fluido [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$].

μ : Viscosidad dinámica [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$].

ν : Viscosidad cinemática [$\text{m}^2\cdot\text{s}$].

Si los valores calculados del número de Reynolds son menores a 2000 entonces se puede determinar que el fluido es laminar, por otra parte, si es mayor a 4000 se considera como flujo turbulento. Si el flujo se encuentra en un rango de 2000 a 4000 es imposible determinar el tipo de flujo por lo que esa zona es conocida como región crítica [50].

2.2. Número de Prandtl

Es un factor adimensional el cual aparece en relaciones empíricas y experimentales que generalmente son utilizadas dentro del cálculo del coeficiente de transferencia térmica por convección. También dicho factor representa una relación entre la difusividad térmica y el movimiento del fluido, así como también, correlaciona el grosor de la capa hídrica cuando se encuentra en movimiento con el de la capa térmica y puede ser hallado con la siguiente ecuación [51].

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (2)$$

Donde:

Pr : Número de Prandtl [adimensional].

α : Difusividad térmica [$\text{m}^2\cdot\text{s}$].

C_p : Calor específico [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$].

k : Conductividad térmica [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$].

2.2.1. Difusividad térmica

Se trata de una propiedad la cual ayuda a medir el flujo calorífico difundido a través de un material o fluido que se encuentre en calentamiento o enfriamiento dentro de un determinado tiempo. Esta propiedad es de suma importancia cuando existe intercambio de energía térmica mediante conducción ya que tiene relación con la densidad, el calor específico y la conductancia térmica, y se representa con la siguiente ecuación.

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \quad (3)$$

2.3. Coeficiente de transferencia de calor por convección

Es una variable que puede ser determinado de manera experimental y que depende de las condiciones geométricas del área superficial de transmisión de calor, la naturaleza que posee el movimiento del fluido es decir si fluye naturalmente o es forzado externamente y también algunas propiedades termodinámicas del fluido de trabajo [25].

$$\dot{Q} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_{\infty}) \quad (4)$$

Donde:

\dot{Q} : Rapidez de transferencia de calor [$\text{kJ} \cdot \text{s}^{-1}$].

h : Coeficiente convectivo de transferencia de calor [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$].

A_s : Superficie de transferencia de calor [m^2].

T_s : Temperatura del área superficial [$^{\circ}\text{C}$].

T_{∞} : Temperatura del fluido [$^{\circ}\text{C}$].

2.4. Número de Nusselt

Se define como un valor adimensional que aparece dentro del análisis de transferencia de energía mediante el proceso de convección, este factor provisiona el valor de la convección sobre la superficie. Dicho de otra manera, este valor representa la optimización del proceso convectivo de transferencia de calor mediante una capa del fluido y que posee una relación que pasa la misma capa del fluido [52], [25].

Para poder encontrar el valor mencionado es importante aplicar la siguiente ecuación que se utiliza de manera general, donde los términos que aparecen ya fueron explicados anteriormente.

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (5)$$

Dentro del análisis de un intercambiador de calor de tubo y coraza, el análisis para la ubicación de los tubos se considera como cilindros, para los cuales se utiliza la siguiente ecuación:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (6)$$

Donde:

Nu : Número de Nusselt

2.5. Coeficiente global de transferencia de calor

Por lo general un equipo de intercambio de calor se relaciona con un par de fluidos que, sin importar su estado, circulan divididos por una pared compacta que no les permite mezclarse entre sí. Dentro del procedimiento para hallar el coeficiente total de transferencia de calor se debe considerar el calor que se transfiere desde un fluido a otro el cual presenta ciertas resistencias térmicas que comúnmente van hacia la pared, desde el fluido, mediante convección y por conducción en contacto con la pared [25].

El coeficiente global de transferencia de energía calorífica está definido como la suma entre las resistencias de transmisión de calor de manera convectiva y conductiva. Para un tubo limpio en $t=0$ el coeficiente global es cero de modo que la resistencia convectiva es igual a la resistividad total del proceso de transferencia de energía. En cualquier momento, $t>0$, la contribución relativa de la resistencia conductiva y convectiva a la resistividad total a la transferencia de calor dependerá del tipo de depósito acumulado en el área superficial de intercambio de calor. La ecuación para este encontrar dicho coeficiente que se relacione con equipos de intercambio de calor de tubo y coraza se determina con la relación mostrada a continuación [53].

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (7)$$

Donde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$].

h_i : Coeficiente de transferencia de calor por convección interna [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$].

h_o : Coeficiente de transferencia de calor por convección externa [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$].

2.6. Método de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD)

El método que trata acerca de la variación de temperatura logarítmica (LMTD) es uno de los más utilizados dentro de la resolución de intercambiadores de calor. Al aplicar este método es posible predecir con mayor precisión cuando el cambio de temperatura en el equipo no es lineal, así como también la mayor variación de temperatura [54].

La variación de temperatura que existe entre un par de fluidos cambia de manera en que el fluido avanza longitudinalmente a través del equipo y suele ser utilizada en la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = U \cdot A_S \cdot F \cdot \Delta T_m \quad (8)$$

Donde:

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor [$\text{J} \cdot \text{s}^{-1}$].

U : Coeficiente global de transferencia de calor [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$].

A_S : Área superficial de transferencia de calor [m^2].

ΔT_m : Diferencia promedio de temperatura [$^\circ\text{C}$]

F : Factor de corrección

En la variación promedio de la temperatura (ΔT_m) se debe tener en cuenta que el cambio de temperatura en la entrada del equipo de intercambio de calor es alta, sin embargo, en la salida disminuye de forma exponencial. Para obtener el resultado de dicha diferencia de temperatura entre los fluidos que actúan en el proceso, es necesario utilizar la siguiente ecuación:

$$LMTD = \Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (9)$$

La obtención de los valores de diferencia de temperaturas depende del flujo de los fluidos, de la siguiente manera:

Para flujo paralelo

$$\Delta T_1 = T_{h,out} - T_{c,in} \quad (10)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,out} \quad (11)$$

Para contraflujo

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,in} \quad (12)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad (13)$$

Donde:

$T_{h,out}$: Temperatura de salida del fluido frío [°C].

$T_{h,in}$: Temperatura de entrada del fluido frío [°C].

$T_{c,in}$: Temperatura de entrada del fluido caliente [°C].

$T_{c,out}$: Temperatura de salida del fluido caliente [°C].

2.6.1. Factor de corrección

Dentro del estudio de equipos de intercambio de calor de tubo y coraza es necesario que su arreglo sea de flujo cruzado, aparece un factor de corrección (F), el cual es una medida de desviación de la variación de la temperatura y va a depender de la disposición de los elementos mecánicos del equipo, así como también de las temperaturas de ingreso y escape del fluido caliente y frío que interactúan en el sistema. Para los intercambiadores de calor de tubo y coraza el factor de modificación (F) suele estar por debajo de 1 [25].

El factor de corrección de un intercambiador de calor debe ser encontrado de manera gráfica tomando en cuenta las siguientes relaciones que se muestran a continuación:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (14)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(\dot{m} \cdot C_p)_{tubo}}{(\dot{m} \cdot C_p)_{coraza}} \quad (15)$$

Donde:

T_1 : Temperatura de entrada del lado de la coraza [°C].

T_2 : Temperatura de salida del lado de la coraza [°C].

t_1 : Temperatura de entrada del lado de los tubos [°C].

t_2 : Temperatura de salida del lado de los tubos [°C].

En la Figura 5 se muestra el factor de modificación para intercambiadores de calor de tubo y coraza con la siguiente característica: un paso por la carcasa y pasos pares (2, 4, 6, etc.) por los tubos.

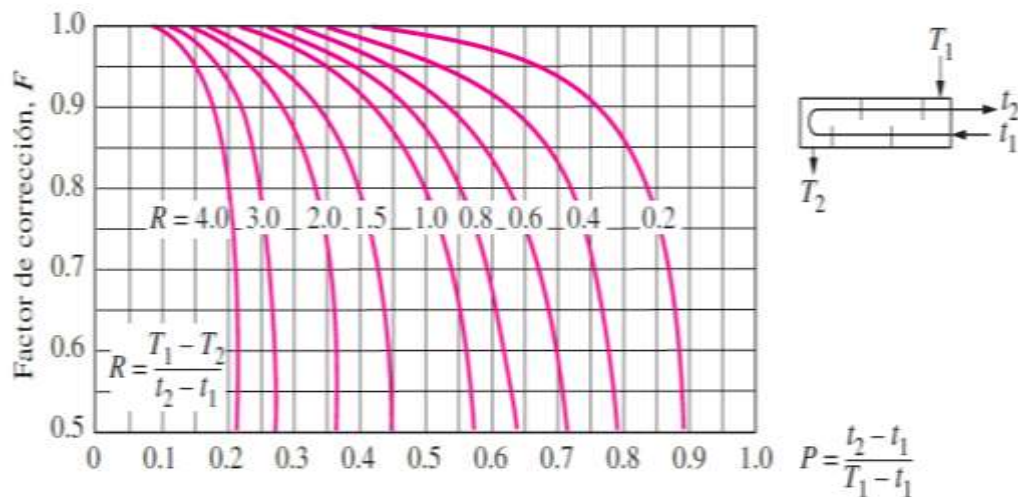


Figura 5. Forma 1 de hallar el factor de corrección [25].

Por otro lado, en la Figura 6 se muestra una segunda manera de hallar el factor de modificación en el cual el equipo de intercambio de calor debe cumplir con la siguiente característica: dos pasos a través carcasa y arreglos múltiplos de 4 (8,12, etc.) por el lado de los tubos.

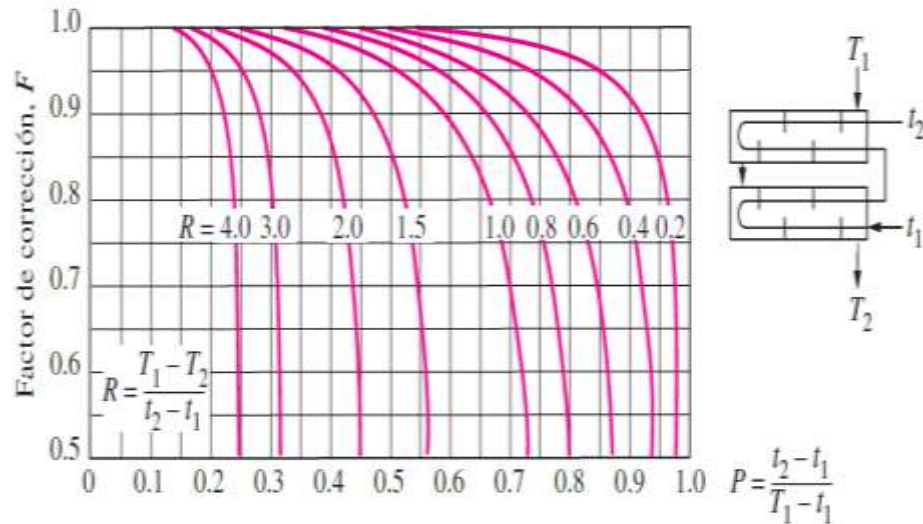


Figura 6. Forma 2 de hallar el factor de corrección [25].

2.7. Método de la efectividad-NTU

El rendimiento de un intercambiador de calor se ve notablemente afectado debido a la conducción de calor de manera longitudinal o axial a través de las paredes. Existen dos tipos de NTU la real y la de diseño, la real siempre es menor que la de diseño cuando la conducción de calor longitudinal no es despreciable [55].

El método NTU es un parámetro adimensional que puede ser implementado para evaluar el coeficiente de transferencia de calor y la capacidad térmica de un intercambiador de calor y puede ser calculada de la siguiente manera [56]:

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{min}} \quad (16)$$

Donde:

U : Coeficiente total de transferencia de calor [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

A_s : Superficie de transferencia de calor [m^2]

C_{min} : Valor mínimo del calor específico [$\text{J} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}$]

2.7.1. Relación de capacidad

La relación de capacidad o también conocida como radio de capacidad, representa un número adimensional, el cual permite realizar el cálculo de la efectividad NTU a través

de las capacidades caloríficas de los fluidos del alta y baja temperatura, y su valor se calcula mediante esta relación:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (17)$$

Dónde C_{min} y C_{max} representa la capacidad mínima y máxima de los fluidos fríos y calientes que interactúan en el proceso de intercambio de calor, respectivamente, y sus valores son calculados en base a las relaciones mostradas a continuación:

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \quad (18)$$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c} \quad (19)$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

C_p : Calor específico [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

2.8.Efectividad de un intercambiador de calor de coraza y tubo

La efectividad de un equipo de intercambio de calor se define mediante la división de la energía calorífica real transferida y el calor teórico más grande que se podría transferir [57], y se representa con la siguiente ecuación.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} \quad (20)$$

Donde:

Q_{max} : Razón máxima de la transmisión de calor [$\text{J} \cdot \text{s}^{-1}$].

El valor teórico máximo de calor que se podría transferir en el proceso de un intercambiador de calor puede ser obtenido de la siguiente manera.

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (21)$$

Debido a que la efectividad de un intercambiador de calor se basa en el valor de calor de los fluidos, es necesario considerar dos casos para seleccionar el valor mínimo de capacidad (C_{min}), tomando en cuenta si el fluido con mayor o menor temperatura es el

que posee menor capacidad calorífica. Este análisis se lo realiza mediante la aplicación de las siguientes ecuaciones.

Si $C_{min} = C_c$, entonces:

$$\varepsilon = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (22)$$

Si $C_{min} = C_h$, entonces:

$$\varepsilon = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (23)$$

Donde:

C_c : Capacidad calorífica del fluido frío [$J \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}$].

C_h : Capacidad calorífica del fluido caliente [$J \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}$].

2.9.Conclusiones del capítulo

En el presente capítulo se ha desarrollado un análisis de algunos parámetros que son necesarios para un correcto funcionamiento de un intercambiador de calor de tubo y coraza, priorizando las propiedades termodinámicas de los fluidos que interactuarán en el proceso requerido.

Las ecuaciones expuestas en este capítulo son las más relevantes para obtener resultados correctos de un intercambiador de tubo y coraza, dichas ecuaciones serán utilizadas posteriormente para el diseño del equipo, el cual deberá cumplir con los parámetros requeridos para el correcto funcionamiento dentro del sistema donde va a ser aplicado.

El método seleccionado para el diseño del intercambiador de calor fue la efectividad de número de unidades térmicas (NTU) debido a que se tiene la información de la temperatura de ingreso y salida del líquido caliente la cuales son 22 °C y 16 °C respectivamente, así como también el dato de la temperatura de ingreso del fluido frío que está en 10 °C.

CAPÍTULO III

CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBO UTILIZANDO AGUA COMO FLUIDO DE TRABAJO

En el presente apartado se utilizarán las formulaciones explicadas en el capítulo 2 con el fin de obtener resultados que ayuden a entender el funcionamiento de un intercambiador de coraza y tubo el cual va a utilizar agua a temperaturas de 22 °C y 10 °C como fluidos de trabajo.

De esta manera los resultados calculados servirán como un punto de comparación con los resultados que se posteriormente se obtendrán en la simulación del proceso para disminuir la temperatura del agua. El método seleccionado para la obtención de resultados es el de la efectividad NTU ya que existen datos de las temperaturas de ingreso de los dos fluidos que actúan en el proceso.

Para desarrollar de manera correcta los cálculos correspondientes se utilizan los parámetros entregados por el chiller los cuales se presentan en la tabla 1, cuyos datos han sido obtenidos de la ficha técnica entregada por el fabricante.

Tabla 1. Datos técnicos del chiller EURO [58].

Variable	Valor
Temperatura de salida de agua [° C]	10
Caudal agua [m ³ ·h ⁻¹]	31
COP [kW·kW ⁻¹]	4.02
Presión de la bomba [bar]	3.9

Elaborado por: Carlos Lasso

3.1. Análisis termodinámico del sistema

El diseño del equipo intercambiador de calor el cual utiliza agua a 22 °C y 10 °C, está basado en un sistema centralizado de enfriamiento que se encuentra formado por una cisterna que abastece de agua a los procesos de producción, así como también un chiller el cual se encargará de abastecer de agua helada al intercambiador de calor para que pueda cumplir la función de enfriamiento.

El agua helada para el proceso de intercambio de calor será entregada por el chiller a una temperatura de 10 °C y mientras que el fluido caliente será el que retorna a la cisterna después de realizar el trabajo correspondiente por cada uno de los procesos productivos donde sea requerido y está a una temperatura de 22 °C. En la tabla 2 se observan algunas propiedades termodinámicas de los fluidos con sus respectivas temperaturas, los cuales participan en el proceso de enfriamiento.

Tabla 2. Propiedades termodinámicas del agua a 10 °C y 22 °C [25].

Variable	a 10 °C	a 22 °C
Densidad [kg·m ⁻³]	999.7	997.6
Calor específico [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	4.194	4.181
Viscosidad dinámica [Pa·s]	1.30×10 ⁻³	0.957×10 ⁻³
Viscosidad cinemática [m ² ·s ⁻¹]	1.30×10 ⁻⁶	0.957×10 ⁻⁶
Número de Prandtl	9.45	6.662
Conductividad térmica [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	0.580	0.6016
Difusividad térmica [m ² ·s ⁻¹]	1.382×10 ⁻⁷	1.443×10 ⁻⁷

Elaborado por: Carlos Lasso

3.2.Cálculo del flujo másico del sistema

Dentro del análisis del intercambiador de calor, la cantidad másica del fluido de trabajo es un factor indispensable para iniciar de manera adecuada los cálculos correspondientes.

Una vez definidas las propiedades de ambos fluidos se procede a realizar el cálculo del flujo másico de cada uno de ellos, con la ecuación que se muestra a continuación.

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \quad (24)$$

Conociendo que el flujo volumétrico que entrega el chiller para el fluido frío es de 10 m³·h⁻¹, se procede a realizar el cálculo correspondiente.

$$\dot{m}_c = \left(999.7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \cdot \left(0.008611 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$$

$$\dot{m}_c = 8.608 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

En cambio, para encontrar el flujo másico del fluido caliente es necesario realizar pruebas de campo dentro de la cisterna, debido a que no se cuenta con un equipo que mida el caudal de retorno del fluido caliente.

Las dimensiones de la cisterna son 1.41 m de altura, 0.74 m de ancho y 1.24 m de largo. El tiempo empleado para llenar este volumen es de 2.29 min. Al conocer el tiempo de llenado de la cisterna, se calcula el caudal con la ecuación 25, la cual se detalla a continuación.

$$\dot{V} = \frac{V}{t} \quad (25)$$

$$\dot{V}_h = \frac{(1.2938 \text{ m}^3)}{(137.2004 \text{ s})}$$

$$\dot{V}_h = 0.009 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

Una vez obtenido el flujo volumétrico del fluido caliente se procede a obtener el valor expresado en masa sobre tiempo del fluido con mayor temperatura y se puede observar en la ecuación 24.

$$\dot{m}_h = \left(997.6 \frac{kg}{\text{m}^3} \right) \cdot \left(0.00943 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

$$\dot{m}_h = 9.407 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

3.3.Cálculo de la velocidad de los fluidos del sistema

Para poder avanzar de manera correcta en los cálculos posteriores del sistema, es necesario tener definidos algunos datos que aportan información relevante al desarrollo del diseño del intercambiador de calor. En la Tabla 3 se puede observar dos datos importantes para la consecución de resultados favorables.

Tabla 3. Datos del sistema.

Variable	a 10 °C	a 22 °C
Caudal [m ³ ·s ⁻¹]	0.008611	0.00943
Diámetro de tubería [m]	0.0254	0.0508

Elaborado por: Carlos Lasso

Con los datos de caudal de ambos fluidos de trabajo, se realiza el cálculo correspondiente de la velocidad utilizando la ecuación 26 que se detalla a continuación.

$$\dot{V} = v \cdot A \quad (26)$$

De la Ecuación 26 se despeja la velocidad para obtener la siguiente una relación que depende del flujo volumétrico y el área.

$$v = \frac{\dot{V}}{A}$$

Para el fluido frío se utilizan los datos del agua que se encuentra con la temperatura que entrega el chiller, la cual es de 10 °C.

$$v_c = \frac{\left(0.008611 \frac{m^3}{s}\right)}{\left(\frac{\pi \cdot (0.0254)^2}{4} m^2\right)}$$

$$v_c = 16.94 \left[\frac{m}{s}\right]$$

De la misma manera el cálculo de la velocidad del fluido caliente depende de los mismos parámetros del agua, sin embargo, dichos parámetros son tomados a una temperatura de 22 °C.

$$v_h = \frac{\left(0.00943 \frac{m^3}{s}\right)}{\left(\frac{\pi \cdot (0.0508)^2}{4} m^2\right)}$$

$$v_h = 4.652 \left[\frac{m}{s}\right]$$

3.4. Cálculo del número de Reynolds

Dentro del análisis de equipos de intercambio de calor, el Reynolds es importante para conocer en qué estado se encuentra el fluido y en base a dicho cálculo realizar el análisis correspondiente que se necesita más adelante. El valor de dicha variable se calcula en base a la relación presentada en la ecuación 1, para lo cual se requiere conocer los valores de velocidad, viscosidad dinámica y densidad del agua que se encuentra a 10 °C y 22 °C, respectivamente.

$$Re = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu}$$

Para el agua a 10 °C:

$$Re_c = \frac{\left(16.9940 \frac{m}{s}\right) \cdot (0.0254 m) \cdot \left(999.7 \frac{kg}{m^3}\right)}{0.0013 Pa \cdot s}$$

$$Re_c = 3.319 \times 10^5$$

Donde:

Re_c : Número de Reynolds del fluido frío (agua a 10 °C).

Por otro lado, para el agua caliente a 22 °C, la relación es la siguiente:

$$Re_h = \frac{\left(4.6525 \frac{m}{s}\right) \cdot (0.0508 m) \cdot \left(997.6 \frac{kg}{m^3}\right)}{0.000957 Pa \cdot s}$$

$$Re_h = 2.463 \times 10^5$$

Donde:

Re_h : Número de Reynolds del fluido caliente (agua a 22 °C).

Dado que ambos fluidos presentan un número de Reynolds mayor a 4000, se determina que se ambos fluidos trabajan con flujo turbulento, lo que ayuda posteriormente a definir la ecuación correcta para el hallar el valor correspondiente del número de Nusselt.

3.5.Cálculo del número de Nusselt

Este valor es calculado en base a algunos parámetros tales como: el número de Reynolds encontrado en el ítem anterior y adicionalmente con el valor del número de Prandtl ubicado en la tabla 2. Para proceder con el cálculo mencionado se utiliza la ecuación 6 la cual se utiliza para un análisis donde exista flujo turbulento totalmente desarrollado dentro una tubería lisa.

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n$$

Donde:

n : 0.4 para el calentamiento y 0.3 para el enfriamiento.

Para el cálculo del número de Nusselt del fluido frío el valor de n es de 0.4 debido a que el fluido se calienta.

$$Nu_c = 0.023 \cdot (331937.044)^{0.8} \cdot (9.45)^{0.4}$$

$$Nu_c = 1474.8$$

Donde:

Nu_c : Número de Nusselt del fluido frío (agua a 10 °C).

Por otra parte, para el fluido caliente el valor de n es de 0.3 dado que el fluido se enfría.

$$Nu_h = 0.023 \cdot (246373.8424)^{0.8} \cdot (6.662)^{0.3}$$

$$Nu_h = 835.7$$

Donde:

Nu_h : Número de Nusselt del fluido caliente (agua a 22 °C).

3.6.Cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor

Para el cálculo de este coeficiente la ecuación 5 es la adecuada para hallar su valor, dicha relación se muestra como una ecuación general para el valor del número de Nusselt, de esta igualdad se parte para hallar el valor del coeficiente convectivo.

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k}$$

Para realizar el cálculo correspondiente se tiene los datos del diámetro de las tuberías y la conductividad térmica, localizados en las tablas 3 y 2 respectivamente, de la ecuación 5 se despeja el valor de la variable del coeficiente convectivo de transferencia de calor obteniendo la siguiente relación.

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

Para el agua helada la relación se muestra de la siguiente manera:

$$h_c = \frac{1474.8406 \cdot \left(0.58 \frac{W}{m \cdot K}\right)}{0.0254 m}$$

$$h_c = 33677.4625 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Donde:

h_c : Coeficiente convectivo de transferencia del fluido frío (agua a 10 °C).

Por otro lado, para el fluido caliente la relación es la siguiente:

$$h_h = \frac{835.7663 \cdot \left(0.6016 \frac{W}{m \cdot K}\right)}{0.0508 m}$$

$$h_h = 9897.5788 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Donde:

h_h : Coeficiente convectivo de transferencia del fluido caliente (agua a 22 °C).

3.7.Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor por convección

Para hallar el valor del coeficiente total de transferencia es necesario conocer los valores de todas las variables calculadas en las secciones anteriores.

Mediante la ecuación 7 se encuentra dicho valor tomando en cuenta que los valores de h_i y h_o corresponden a los coeficientes de transmisión de calor del agua con alta y baja temperatura respectivamente.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\left(33677.4625 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right)} + \frac{1}{\left(9897.5788 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right)}$$

$$U = 7649.5 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

3.8.Cálculo de la relación de capacidad

Para el cálculo de la relación de capacidad se requiere partir del valor numérico del calor específico localizado en la Tabla 2 y el flujo másico que fue calculado en las secciones anteriores. Mediante la ecuación 17 se realiza el cálculo correspondiente.

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Para obtener el valor de la relación de capacidad es necesario saber los valores de C_{min} y C_{max} que son calculados con las ecuaciones 18 y 19 respectivamente.

Para el agua helada se tiene la siguiente relación:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,c}$$

$$C_c = \left(8.6085 \frac{kg}{s}\right) \cdot \left(4.194 \frac{kJ}{kg \cdot K}\right)$$

$$C_c = 36.10 \left[\frac{kW}{K} \right]$$

Por otra parte, para el fluido caliente la ecuación es la siguiente:

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,h}$$

$$C_h = \left(9.4152 \frac{kg}{s}\right) \cdot \left(4.181 \frac{kJ}{kg \cdot K}\right)$$

$$C_h = 39.36 \left[\frac{kW}{K}\right]$$

Obtenidos los valores respectivos se puede concluir que el C_{\min} es C_c dado que su valor es menor a C_h el cual viene a ser el C_{\max} .

$$C = \frac{36.1040 \frac{kW}{K}}{39.3649 \frac{kW}{K}}$$

$$C = 0.917$$

3.9.Cálculo de la tasa de transferencia de calor

La cantidad de energía presentada en un proceso de intercambio de calor depende del valor de C_{\min} del cual se conoce el valor, mediante la ecuación 21 se encuentra dicho valor ya que se conoce todos los datos necesarios de temperatura de ingreso del agua caliente, así como también del agua helada que participa en el proceso, los cuales son de 22 °C y 10 °C, respectivamente.

$$Q_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})$$

$$Q_{\max} = \left(36.1040 \frac{kW}{K}\right) \cdot (22 - 10) K$$

$$Q_{\max} = 433.24 kW$$

De igual manera con el valor de C_{\max} y la temperatura a la que se desea llegar, es posible hallar la razón de transferencia de calor real con la siguiente ecuación, para posteriormente poder encontrar la efectividad.

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (27)$$

Al conocer todos los datos de la Ecuación, se obtiene la siguiente Ecuación:

$$\dot{Q} = \left(9.4152 \frac{kg}{s}\right) \cdot \left(4.181 \frac{kJ}{kg \cdot K}\right) \cdot (22 - 16)K$$

$$\dot{Q} = 236.19 \text{ kW}$$

3.10. Cálculo de la eficiencia

La eficiencia del intercambiador de calor depende de los valores en la tasa de transferencia de calor máxima y real calculada en la sección anterior, la ecuación 20 es la adecuada para encontrar el valor de la eficiencia.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}}$$

$$\varepsilon = \frac{236.1897 \text{ kW}}{433.248 \text{ kW}}$$

$$\varepsilon = 0.545$$

3.11. Cálculo de la efectividad NTU del intercambiador de calor

El valor de la efectividad NTU puede ser hallado de dos distintas maneras, en la ecuación 16 se observa la primera forma de cálculo y se muestra a continuación, dicha relación es una forma general para hallar el valor mencionado.

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{min}}$$

La segunda manera de hallar el valor de NTU se basa dependiendo de algunos parámetros del diseño del equipo, existen algunas otras ecuaciones para hallar la efectividad NTU, para el caso de estudio actual, el intercambiador de calor trabaja a contraflujo por lo tanto se utiliza la siguiente ecuación.

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1+C^2}} \cdot \ln \left(\frac{\frac{2}{\varepsilon} - 1 - C - \sqrt{1+C^2}}{\frac{2}{\varepsilon} - 1 - C + \sqrt{1+C^2}} \right) \quad (28)$$

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1+(0.9171)^2}} \cdot \ln \left(\frac{\frac{2}{0.5451} - 1 - 0.9171 - \sqrt{1+0.9171^2}}{\frac{2}{0.5451} - 1 - 0.9171 + \sqrt{1+0.9171^2}} \right)$$

$$NTU = 1.52$$

3.12. Cálculo del área superficial de transferencia de calor

El área superficial de transferencia de calor se refiere a la superficie necesaria para que el procedimiento de intercambio de energía térmica se cumpla correctamente, dicha variable será calculada a partir de la ecuación 16.

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{min}}$$

Dado que todos los parámetros de la ecuación han sido calculados con anterioridad, se procede a despejar el A_s , quedando la siguiente expresión:

$$A_s = \frac{C_{min} \cdot NTU}{U}$$
$$A_s = \frac{\left(36.1040 \frac{kW}{K}\right) \cdot 1.5203}{7.6494 \frac{kW}{m^2 \cdot K}}$$
$$A_s = 7.175 m^2$$

3.13. Conclusiones del capítulo

En este capítulo se ha realizado un estudio y cálculo de un sistema donde existe el movimiento de energía térmica de un punto a otro, dentro de un sistema de agua centralizada con el propósito de estudiar y entender cómo actúa la energía calorífica de un fluido cuando existe intercambio de calor por convección y conducción utilizando un intercambiador de coraza y tubo.

De acuerdo a la investigación y análisis del sistema se determinó que para que el agua llegue a la temperatura que se requiere la cual es de 16 °C, es necesario contar con un área superficial de intercambio de energía calorífica de 7.175 m².

De acuerdo con el análisis termodinámico del sistema mediante el procedimiento de la eficiencia NTU, se encontró que la eficiencia que puede entregar el sistema mecánico de enfriamiento es de 54.51 % con una razón de transferencia de calor real de 236.19 kW y una máxima que está en 433.24 kW.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS NUMÉRICO DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DE AGUA UTILIZANDO UN EQUIPO DE TUBO Y CORAZA

En el presente capítulo se muestran los resultados computacionales encontrados al realizar la simulación numérica de un fluido que circula por los tubos internos y por la coraza, la diferencia de temperatura será una de las variables más importantes del proceso ya que sirve como referencia para saber si el intercambiador de calor cumple con los requerimientos para los que fue diseñado, es decir la disminución de la temperatura del agua de 22 °C hasta 16 °C.

4.1. Geometría del intercambiador de calor de tubo y coraza

La selección de un modelo para el equipo de intercambio de calor es realizada en base a variables tales como: facilidad de montaje y desmontaje del equipo, el espacio donde será instalado y los otros equipos que participan en la transferencia de calor. En esta simulación se decidió implementar 4 deflectores o baffles dentro del diseño del equipo ya que estos dispositivos ayudan a que el área superficial de transferencia de calor sea la mínima.

4.2. Diseño del intercambiador de calor de coraza y tubo

El equipo utilizado para el enfriamiento del agua cuenta con varios elementos propios de su geometría como son: los tubos internos, los baffles, la coraza, los separadores de fluidos y los cabezales.

Para realizar el modelado del intercambiador de calor de tubo y coraza fue necesario utilizar el software CAD SolidWorks ya que presta las herramientas adecuadas para la simulación del proceso mediante el complemento Flow Simulation. A continuación, se muestra cada uno de las partes mecánicas que componen al equipo que será utilizado para el proceso de transferencia de calor.

En la Figura 7 se aprecia el cabezal que contiene el ingreso y salida del fluido frío, el cual va unido a la coraza del intercambiador de calor.



Figura 7. Cabezal con entrada de fluido. Fuente: Solidworks

La coraza del equipo de intercambiador de calor se la diseño en base a la ubicación que va a tener el equipo, en la Figura 8 se observa el modelo 3D de la coraza por la cual circula el fluido caliente.



Figura 8. Coraza. Fuente: Solidworks

En la Figura 9 se aprecia el arreglo de los tubos internos del intercambiador de calor a través de la cual circula el fluido frío proveniente del chiller.

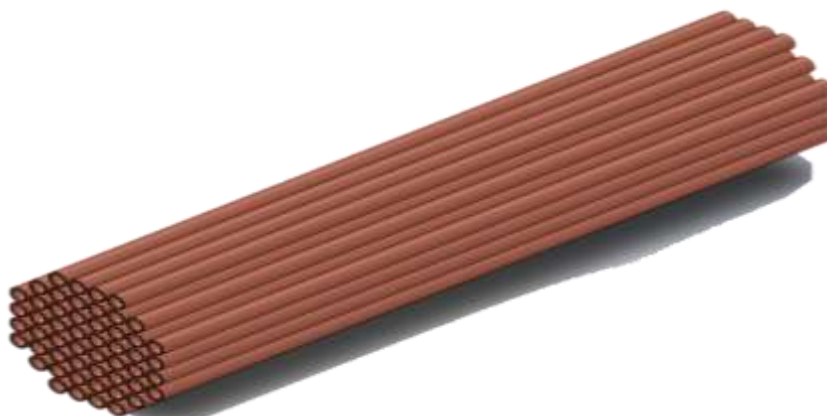


Figura 9. Arreglo de tubos internos. Fuente: Solidworks

4.3. Modelos de dinámica de fluidos computacional CFD

El análisis de simulación numérica ha sido utilizado con más frecuencia debido a la gran eficiencia que presenta en los resultados obtenidos, por esta razón han sido desarrollados algunos softwares que brindan este beneficio. Para obtener resultados óptimos de las simulaciones es necesario contar con un recurso computacional que pueda soportar este tipo de procesos.

Para simular el proceso de enfriamiento de un intercambiador de calor de tubo y coraza, el software utilizado es Solidworks que mediante su complemento Flow Simulation permite obtener datos cercanos a la realidad del intercambio de calor para el proceso de enfriamiento de agua.

4.4. Parámetros de mallado

El software de simulación Solidworks otorga beneficios para realizar cambios en el mallado de elementos finitos con el fin de entregar resultados que se asemejen mucho a la realidad del proceso sobre el cual se esté trabajando , sin embargo para obtener resultados más satisfactorios, se realiza una convergencia de mallado exportando el diseño del intercambiador de calor al software de simulación ANSYS el cual mediante su herramienta Skewness permite obtener datos que se asemejan más a la realidad.

La convergencia de malla mediante Skewness está definida como una variación para la forma normal de la celda y la forma de la celda equilátera de un volumen equivalente. Para la obtención de resultados correctos la asimetría para una malla en el proceso de transmisión de calor de flujos debe ser menor a 0.95 y su promedio debe ser inferior a 0.33.

La coraza del intercambiador de calor presenta un mallado adecuado que ayuda con el proceso de enfriamiento, mediante la Figura 10 se aprecia detalladamente el mallado del elemento mencionado con anterioridad.

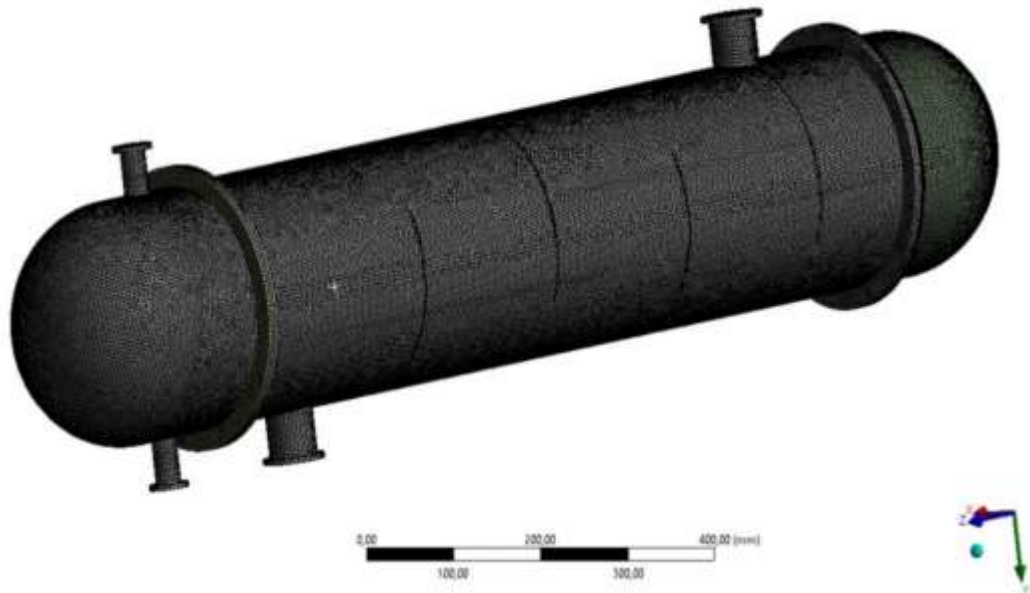


Figura 10. Mallado de la coraza del intercambiador de calor. Fuente: ANSYS

De igual manera para los tubos internos y los deflectores del equipo, se aplica un mallado que entrega beneficios al momento de realizar la simulación, en la Figura 11 es posible apreciar la malla que se aplicó a dicho elemento.

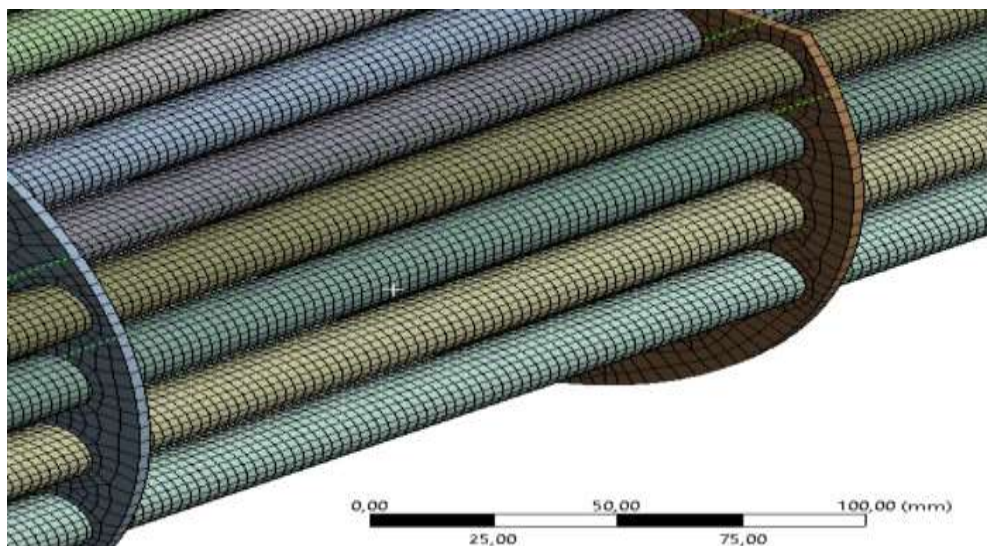


Figura 11. Mallado de los tubos internos del intercambiador de calor. Fuente: ANSYS

A través de la Figura 12 se aprecia la calidad que tiene el mallado del intercambiador de calor, la cual tiene un promedio de 0.316 lo cual ayuda a dar mayor credibilidad a los datos que el software entrega en la simulación.

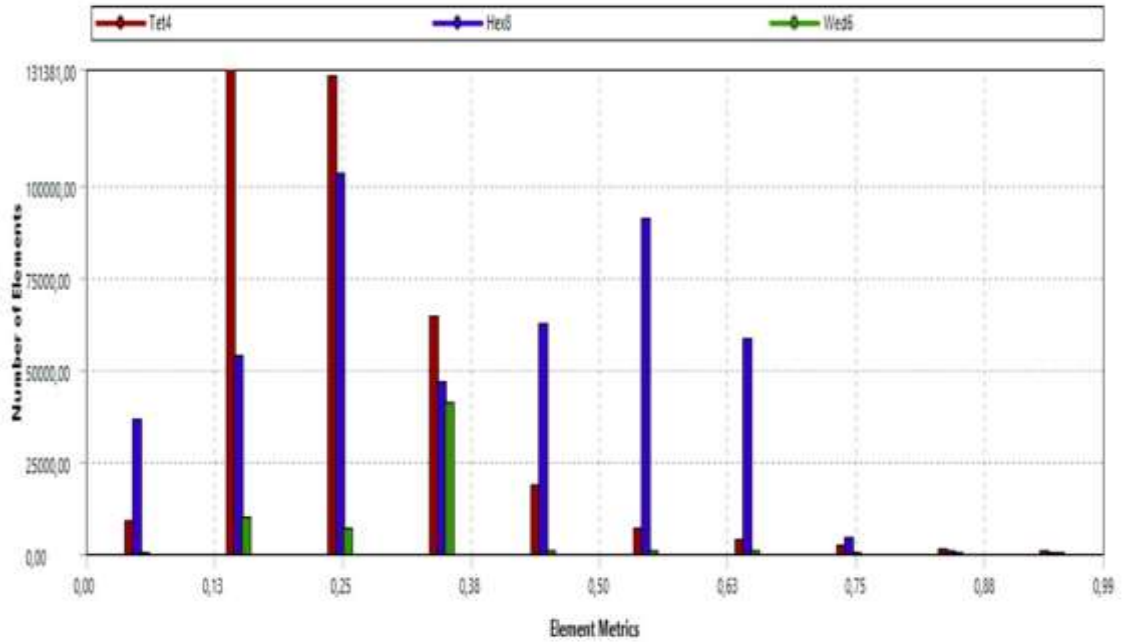


Figura 12. Convergencia de mallado del intercambiador de calor. Fuente: ANSYS.

La calidad del mallado tiene una gran importancia dentro del proceso de simulación ya que de eso depende que los resultados entregados por el complemento Skewness de ANSYS ya que el programa se basa en los parámetros establecidos para realizar la convergencia de malla.

4.5. Modelos que intervienen en la simulación

El software con el cual se realiza la simulación trabaja con las ecuaciones que se presentan a continuación, existen varias ecuaciones con las que trabaja el simulador y es necesario mencionar que dependen del modelo seleccionado.

4.5.1. Ecuación para la conservación de energía

Para la transferencia de calor entre fluidos, Solidworks Flow Simulation utiliza la ecuación de Navier-Stokes dado que no existe un cambio de fase del agua que se encuentra a diferentes temperaturas y que participa en el proceso de enfriamiento.

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) + \frac{\partial \rho}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H \quad (29)$$

4.5.2. Modelo de turbulencia

Dentro del simulador, el modelo de turbulencia describe la transición de flujos homogéneos, así como también la existencia de flujos turbulentos o laminares dentro del proceso. A continuación, se muestra la ley de conservación de turbulencia propuesta por Lam y Bremhorst:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B \quad (30)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho \varepsilon u_i}{\partial x_i} = & \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + C_B \mu_t P_B \right) \\ & - f_2 C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (31)$$

4.5.3. Ecuación de flujo de calor

La razón de calor entre fluidos dentro de un proceso de intercambio de calor mediante Flow Simulation se basa fundamentalmente en el número de Prandtl y la entalpía térmica y se define por la siguiente ecuación:

$$q_i = \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_c} \right) \frac{\partial h}{\partial x_i} \quad (32)$$

4.5.4. Ecuación para la conducción de calor

Para el proceso de simulación de disminución de temperatura del agua, existe un proceso de transferencia de calor mediante conducción que ocurre cuando el fluido circula por la coraza y los tubos internos del intercambiador de calor, por lo que el simulador utiliza una ecuación que representa al proceso de conducción a través de un sólido y se define así:

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + Q_H \quad (33)$$

4.5.5. Ecuación de la cantidad de movimiento

Esta ecuación representa las fuerzas producidas por la turbulencia del fluido, las fuerzas actuantes en el área superficial del equipo y las fuerzas correspondientes al movimiento de masa y son definidas para un volumen de control.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q v_q) = -\alpha_q \nabla p + \nabla \cdot \bar{\vec{t}}_q + \alpha_q \rho_q \vec{g} \quad (34)$$

4.5.6. Ecuación para la conservación de la masa

También conocida como con el nombre de ecuación de la continuidad, trata acerca de la disminución o aumento de la masa que ocurre en el proceso de intercambio de calor, basándose fundamentalmente en la conservación de la masa como principio.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q v_q) = \sum_{p=1}^n (m_{pq} m_{qp}) + S_q \quad (35)$$

4.5.7. Ecuación RNG k-ε

Las ecuaciones RNG representan la generación de energía cinética por parte de la turbulencia que ocurre debido a los gradientes de velocidad, dicha ecuación representa varios aspectos de la turbulencia tales como: flotabilidad, dilatación fluctuante de la turbulencia y la tasa de disipación general.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{ff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (36)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho \varepsilon u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{ff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{l\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \\ + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (37)$$

4.5.8. Ecuación del área de concentración interfacial

Esta ecuación constituye un parámetro para la simulación fundamental dado que permite saber el funcionamiento de la transmisión de calor y transferencia de cantidad de masa producida en el proceso para el enfriamiento del agua.

$$A_p = \frac{\pi d_p^2}{\frac{1}{6} \pi d_p^3} = \frac{1}{d_p} \quad (38)$$

4.6. Simulación en Solidworks Flow Simulation

El componente Flow Simulation de Solidworks es una herramienta computacional de gran utilidad dentro del análisis termodinámico de sistemas de enfriamiento de agua por

lo cual las simulaciones correspondientes van a ser realizadas en este complemento del software Solidworks.

Mediante las simulaciones realizadas se observa la influencia de la convección dentro del intercambio de calor entre agua a diferentes temperaturas, buscando llegar a un objetivo que consiste en la disminución de temperatura de agua que ingresa a 22 °C hasta que llegue a 16 °C.

Los parámetros requeridos previos a la realización de la simulación son mostrados en la Tabla 4.

Tabla 4. Parámetros previos a la simulación.

Variable	Tubos internos	Coraza
Temperatura del fluido [°C]	10	22
Flujo másico [kg·s ⁻¹]	8.6085	9.4073

Elaborado por: Carlos Lasso

Con los parámetros definidos en la Tabla 4, así como también las direcciones de flujo de cada uno de los fluidos se realiza la simulación con el complemento Flow Simulation. En la Figura 10 se observa un corte lateral del volumen de control del intercambiador de calor para observar por donde circula cada uno de los fluidos de trabajo en este caso agua.

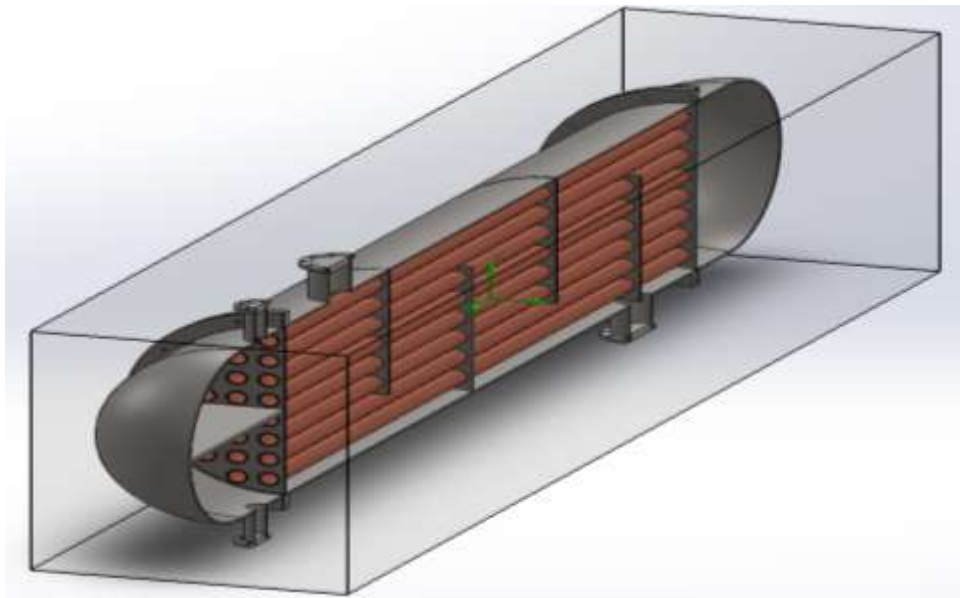


Figura 13. Corte lateral intercambiador de calor. Fuente: Solidworks

Debido a la facilidad de montaje del intercambiador de calor, este trabaja a flujo paralelo. En la Figura 11 se puede observar el ingreso del fluido caliente y la dirección de flujo que va este va a tomar a través de la carcasa del intercambiador de calor.

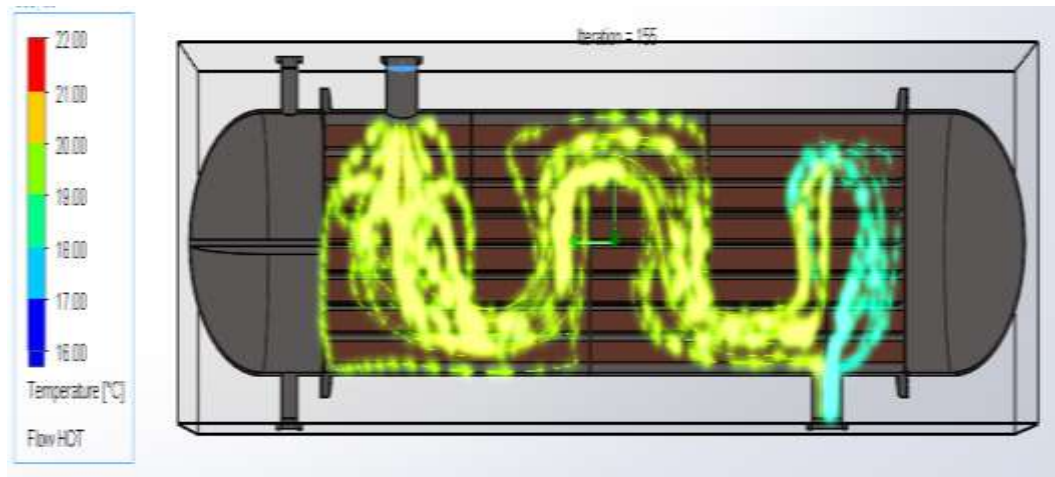


Figura 14. Dirección de flujo del fluido con alta temperatura.

Por otra parte, al observar la Figura 12 se logra apreciar la entrada del agua helada proveniente del chiller, así como también la dirección con la que fluye el agua a lo largo de la tubería interna del intercambiador de calor.

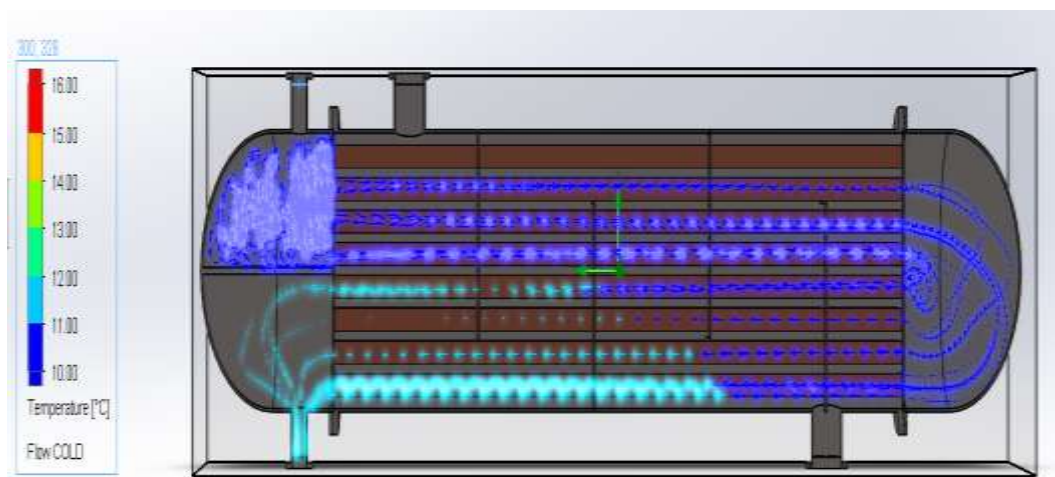


Figura 15. Dirección del movimiento del agua helada.

La interacción de ambos fluidos dentro del equipo de intercambio de calor se muestra representada en la Figura 13.

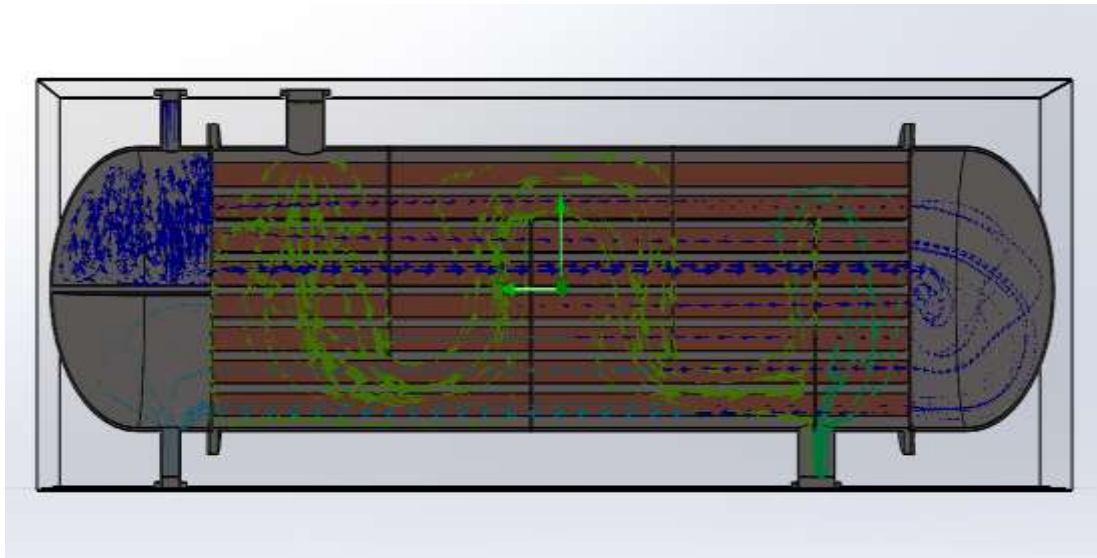


Figura 16. Interacción fluidos caliente y frío.

A través de la Tabla 5 se muestran los resultados obtenidos en la primera simulación después de que el simulador realizó 155 iteraciones, cabe recalcar que los datos son exportados desde Solidworks y adaptados a un formato personalizado.

Para esta simulación los parámetros ingresados son los calculados en el capítulo 3 y las condiciones de dirección de flujo son la se establecieron mediante un análisis previo.

Tabla 5. Resultados simulación 1.

Variable	Agua a 10 °C	Agua a 22 °C
Temperatura de salida [°C]	16.54	15.579
Flujo másico [kg·s ⁻¹]	8.59	9.39

Elaborado por: Carlos Lasso

La Figura 17 muestra el resultado arrojado por el simulador de Solidworks para los parámetros iniciales definidos dentro de la simulación.

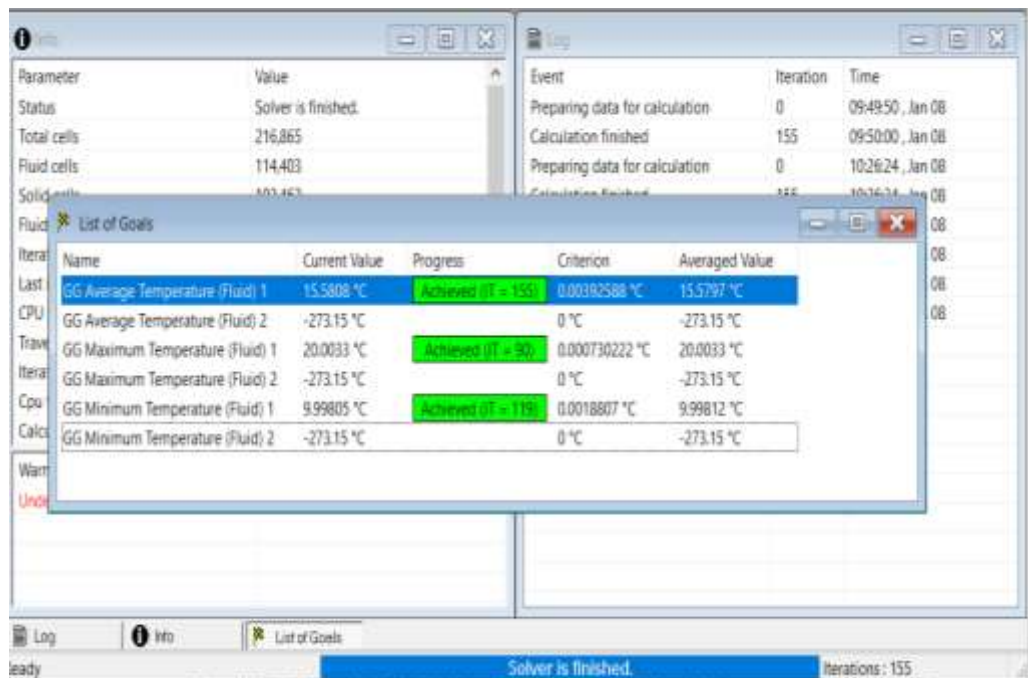


Figura 17. Simulación 1. Fuente: Solidworks

Se realiza una segunda simulación variando algunos parámetros dentro del simulador en este caso se estableció que el flujo de ambos fluidos va de laminar a turbulento y se utiliza una sola cifra decimal para los flujos másico, definidas estas condiciones los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 6.

Esta condición es tomada debido a que el flujo de agua helada depende del funcionamiento del chiller y en algún momento va a existir un fallo en el chiller lo que conllevará a una variación de temperatura o caudal.

Tabla 6. Resultados simulación 2.

Variable	Agua a 10 °C	Agua a 22 °C
Temperatura del fluido [°C]	10	15.543
Flujo másico [kg·s ⁻¹]	8.59	9.39

Elaborado por: Carlos Lasso

Los valores que fueron calculados en la segunda simulación son presentados en la figura 18 tomando en cuenta los cambios realizados.

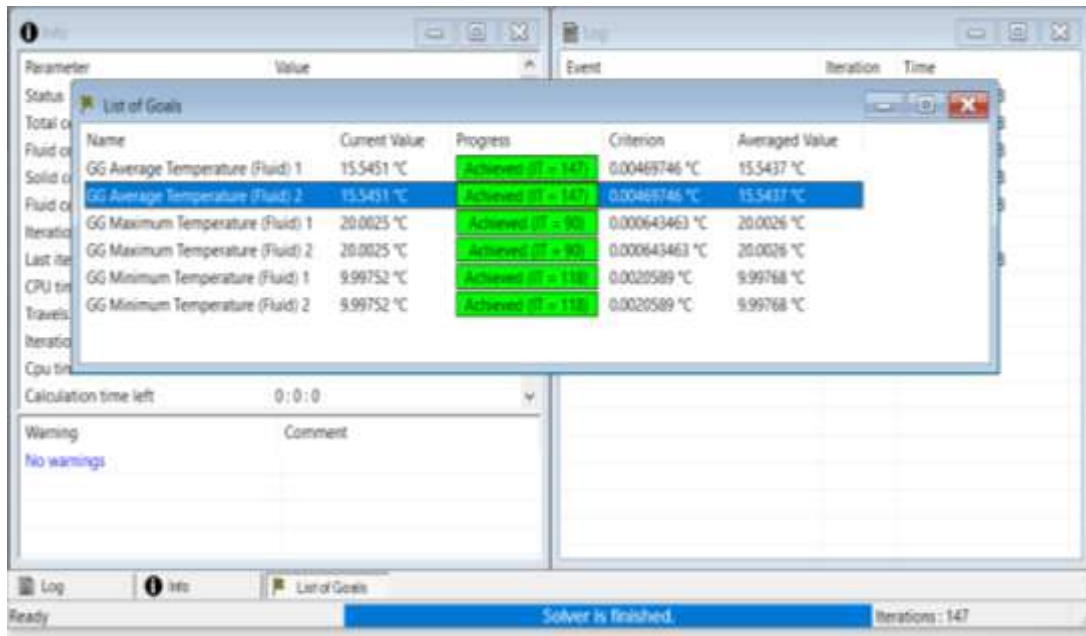


Figura 18. Simulación 2. Fuente: Solidworks

En la tercera simulación se coloca los fluidos a contraflujo para observar cual es el comportamiento del proceso de intercambio de calor, dado que existe un espacio físico que brinda la posibilidad de realizar este arreglo de flujo, los valores de simulación hallados con estos cambios realizados son expuestos en la Tabla 7.

Tabla 7. Resultados simulación 3.

Variable	Agua a 10 °C	Agua a 22 °C
Temperatura del fluido [°C]	10	15.545
Flujo másico [kg·s ⁻¹]	8.59	9.39

Elaborado por: Carlos Lasso

La Figura 19 muestra los resultados obtenidos a partir de Flow Simulation en la tercera simulación.

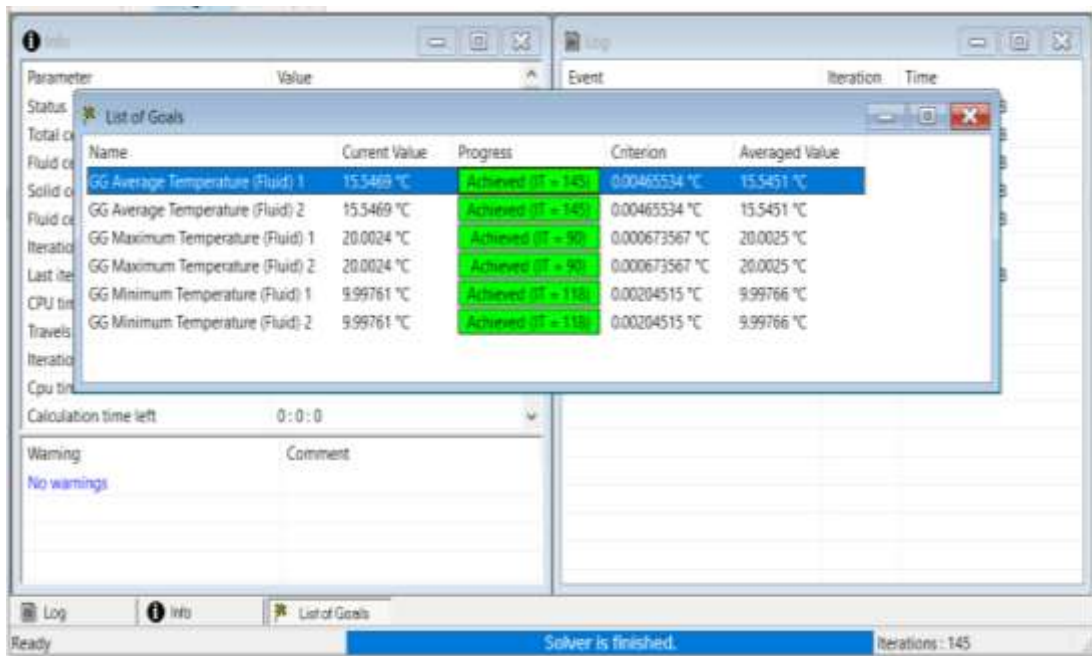


Figura 19. Simulación 3. Fuente: Solidworks

La Figura 20 facilita la comprensión del comportamiento del agua helada que pasa a través de los tubos, mostrando de esta forma que la simulación se dio de manera correcta ya que con el agua helada va ganando temperatura mediante el transcurso de paso por los tubos que tienen una longitud de 1m, es decir entre más longitud recorre el agua helada eleva su temperatura.

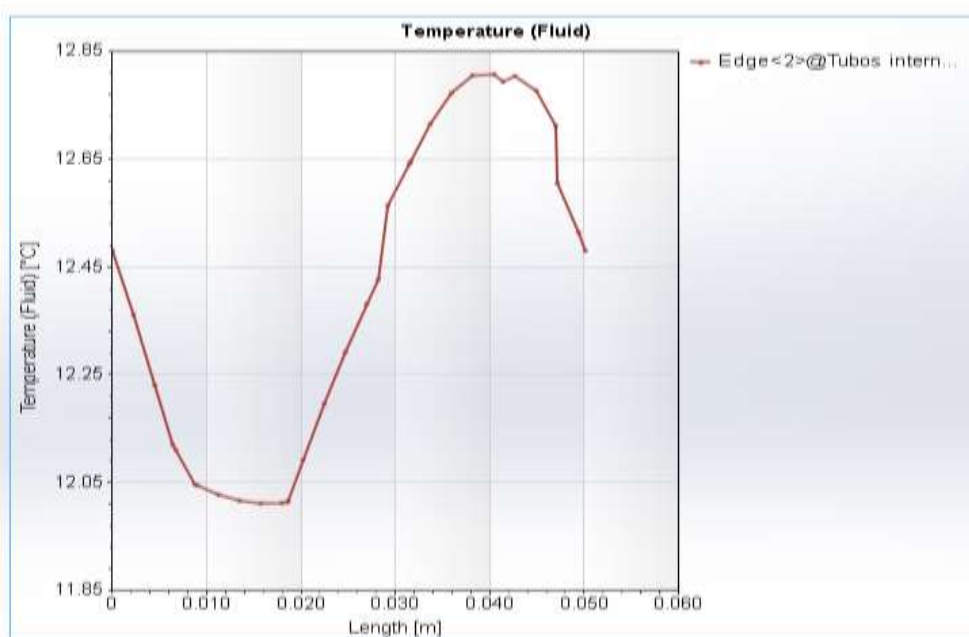


Figura 20. Grafica temperatura vs longitud fluido de los tubos internos. Fuente: Solidworks

La Figura 18 muestra el comportamiento del fluido caliente dentro de la coraza del intercambiador de calor, la cual realiza el proceso de intercambio con el agua helada que circula dentro de los tubos del mismo equipo de intercambio de calor. El comportamiento del fluido caliente también depende de la ubicación de los baffles ya que estos disminuyen el área superficial de transferencia de energía calorífica. En la Figura 21 es posible observar el descenso de la temperatura del fluido hasta llegar al valor de temperatura que se necesita.

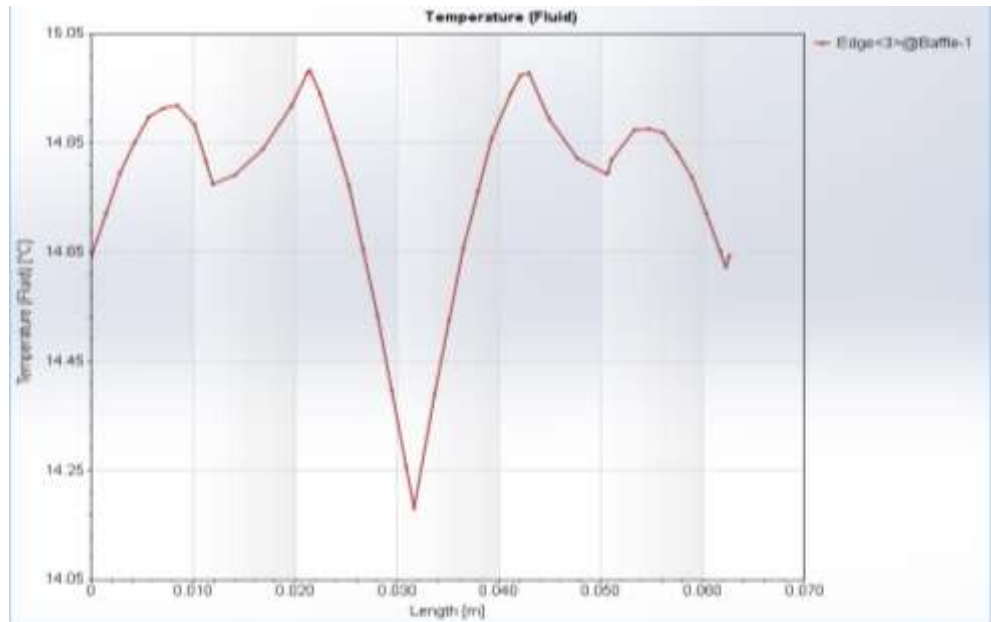


Figura 21. Gráfica temperatura vs longitud fluido de la carcasa. Fuente: Solidworks

4.7. Conclusiones del capítulo

En la simulación se observó con claridad que el diseño del intercambiador de calor fue el correcto debido a que cumplió con su función principal, la cual fue disminuir la temperatura del fluido que ingresa a 22 °C hasta 16 °C, así como también los parámetros calculados en el capítulo 3 e ingresados en la corrida del simulador fueron los adecuados para obtener resultados favorables.

Después de las simulaciones realizadas se determinó que la geometría empleada para el proceso cumple con la necesidad para la cual fue creado el intercambiador de calor, adicionalmente la aplicación del mallado favoreció a que los resultados entregados por el software de simulación sean lo más cercanos a la realidad.

CONCLUSIONES GENERALES

- El valor calculado del coeficiente total de transferencia de calor a través del análisis matemático estuvo en $7649.4554 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ el cual ayudará a obtener una mayor razón de transferencia de calor presentada a través del agua que actúa como fluido de trabajo en el proceso de enfriamiento del agua que utiliza un intercambiador de calor de tubo y coraza.
- El valor máximo de la razón de transferencia de calor obtenido fue de 433.248 kW el cual representa el valor teórico máximo al que puede llegar el intercambiador de calor y una razón real de cantidad de transferencia de calor de 236.1897 kW la cual es la que entrega el intercambiador con los parámetros establecidos en el diseño, cabe recalcar que el proceso de intercambio de calor se dio a través de la convección.
- La efectividad del equipo de intercambio de calor fue calculada de forma analítica bajo las condiciones de diseño establecidas y tiene un valor de 0.5451, dicho valor puede variar ya que depende del suministro de agua helada que le brinda el chiller y una falla puede provocar una variación en el valor calculado, otros factores que pueden provocar una variación en la eficiencia son los factores del medio ambiente en el que el equipo será instalado.
- Al realizar 3 simulaciones del proceso de enfriamiento de agua dentro del intercambiador de calor los resultados no tuvieron una variación considerable dado que las simulaciones se diferenciaron solamente por el arreglo del flujo de cada fluido, siendo las dos primeras simulaciones mediante un paralelismo de flujo y la última simulación con flujo a direcciones opuestas, de esta manera se obtuvo un promedio de temperatura de $15.55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ dicho valor se acerca en un 97.18 % al valor que se desea llegar.
- La simulación del proceso de enfriamiento dentro del intercambiador de calor de tubo y coraza puede ser considerada como satisfactoria debido a que presenta un error de 3.12 % en el valor de temperatura del fluido caliente al momento en que sale del proceso y un promedio en la convergencia del mallado de 0.316 lo cual cumple con los parámetros requeridos para una correcta simulación.

RECOMENDACIONES GENERALES

- Es recomendable la implementación de intercambiadores de calor de tubo y coraza en las industrias debido a algunos factores favorables tales como: facilidad de montaje y desmontaje, bajo costo de construcción, facilidad de mantenimiento y buena eficiencia al momento de utilizar gase como fluido de trabajo.
- Para obtener una eficiencia óptima del proceso de intercambio de calor es necesario definir una geometría adecuada para que se llegue al objetivo establecido, en el caso de intercambiadores de calor de tubo y coraza los baffles presentan ventajas que ayudan a disminuir considerablemente la superficie de intercambio de calor y adicionalmente beneficia a que el flujo de los fluidos dentro la coraza sea de manera ordenada.
- La simulación de un sistema de enfriamiento dentro de un intercambiador de calor de tubo y coraza abarca consigo gran variedad de conocimientos de ingeniería por lo que es recomendable tener las bases necesarias en los campos de diseño y energías, para que de esa manera se obtenga un trabajo óptimo.
- Para la realización de futuros proyectos donde existan procesos de intercambio de calor, es recomendable enfocarse en un análisis más profundo acerca de los materiales que se utilizan dentro del diseño, de igual manera un estudio donde se tome en cuenta cuanto influye la temperatura del ambiente donde se va a montar el equipo.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Z. Cui, Q. Du, J. Gao, R. Bie, and D. Li, "Development of a direct contact heat exchanger for energy and water recovery from humid flue gas," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 173, no. December 2019, p. 115214, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115214.
- [2] J. Sancho Sanz, "Agua es Vida," *Rev. la Acad. Ciencias Exactas, Físicas, Químicas y Nat. Zaragoza*, no. 62, pp. 65–74, 2007.
- [3] R. Maida, M. Jorge, and C. Oscar, "Impacto ecológico de los Intercambiadores de calor de tubo y coraza; Ecological impact of Shell and tube heat exchangers," *Rev. Científica Ing. Energética*, vol. 36, no. 1, pp. 104–112, 2015.
- [4] B. Vega, M. Espín, J. Monteagudo, and S. Montelíer, "APLICACIONES INDUSTRIALES de climatización centralizados Study about cooling water storage in centralized air conditioning system," vol. XXXV, no. 3, pp. 252–262, 2014.
- [5] M. B. Reyes-Rodríguez, J. L. Moya Rodríguez, and R. Goytisolo-Espinosa, "Simplified calculation of vibrations in shell and tube heat exchangers with liquids," *Dyna*, vol. 81, no. 186, p. 28, 2014, doi: 10.15446/dyna.v81n186.42691.
- [6] M. Reyes Rodríguez, J. Moya Rodríguez, O. Cruz Fonticiella, E.-M. Fírvida Donéstevéz, and J. Velásquez Pérez, "Automatización y optimización del diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza mediante el método de Taborék," *Ing. Mecánica*, vol. 17, no. 1, pp. 78–89, 2014.
- [7] T. W. Lim and Y. S. Choi, "Thermal design and performance evaluation of a shell-and-tube heat exchanger using LNG cold energy in LNG fuelled ship," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 171, no. December 2019, p. 115120, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115120.
- [8] A. A. Sánchez Escalona and E. Góngora Leyva, "Determinación de los coeficientes globales de transferencia de calor comparando los métodos DTML y ϵ -NUT," *Ing. Energética*, vol. 39, no. 3, pp. 203–212, 2018.
- [9] F. C. Magazoni, L. Cabezas-Gómez, P. F. Alvaríño, and J. M. Saiz-Jabardo, "Thermal performance of one-pass shell-and-tube heat exchangers in counter-flow," *Brazilian J. Chem. Eng.*, vol. 36, no. 2, pp. 869–883, 2019, doi: 10.1590/0104-6632.20190362s20180424.
- [10] C. K. Mangrulkar, A. S. Dhoble, S. Chamoli, A. Gupta, and V. B. Gawande, "Recent advancement in heat transfer and fluid flow characteristics in cross flow heat exchangers," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 113, no. September 2017, p. 109220, 2019, doi: 10.1016/j.rser.2019.06.027.
- [11] N. A. S. Elminshawy, M. El-ghandour, Y. Elhenawy, M. Bassyouni, D. G. El-damhogi, and M. F. Addas, "Experimental investigation of a V-trough PV concentrator integrated with a buried water heat exchanger cooling system," *Sol. Energy*, vol. 193, no. April, pp. 706–714, 2019, doi: 10.1016/j.solener.2019.10.013.
- [12] J. C. Jiménez-garcía and W. Rivera, "Parametric analysis on the experimental

- performance of an ammonia / water absorption cooling system built with plate heat exchangers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, no. November 2018, pp. 87–95, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.040.
- [13] S. Jakhar, M. S. Soni, and N. Gakkhar, “Modelling and simulation of concentrating photovoltaic system with earth water heat exchanger cooling,” *Energy Procedia*, vol. 109, no. November 2016, pp. 78–85, 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.054.
 - [14] N. Li *et al.*, “Analysing thermal-hydraulic performance and energy efficiency of shell-and-tube heat exchangers with longitudinal flow based on experiment and numerical simulation,” *Energy*, vol. 202, p. 117757, 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117757.
 - [15] A. A. Shrikant, R. Sivakumar, N. Anantharaman, and M. Vivekenandan, “CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different baffle segment configurations,” *Appl. Therm. Eng.*, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.013.
 - [16] T. Lim and Y. Choi, *Thermal design and performance evaluation of a shell-and-tube heat exchanger using LNG cold energy in LNG fuelled ship*. Elsevier Ltd, 2020.
 - [17] E. Pal, I. Kumar, J. B. Joshi, and N. K. Maheshwari, “CFD simulations of shell-side flow in a shell-and-tube type heat exchanger with and without baffles,” *Chem. Eng. Sci.*, vol. 143, pp. 314–340, 2016, doi: 10.1016/j.ces.2016.01.011.
 - [18] M. S. Lee, Z. Li, J. Ling, and V. Aute, “A CFD assisted segmented control volume based heat exchanger model for simulation of air-to-refrigerant heat exchanger with air flow maldistribution,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 131, pp. 230–243, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.094.
 - [19] N. Biçer, T. Engin, H. Yaşar, E. Büyükkaya, and A. Aydın, “Design optimization of a shell-and-tube heat exchanger with novel three-zonal baffle by using CFD and taguchi method,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 155, no. September 2019, 2020, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106417.
 - [20] J. Wu *et al.*, “Numerical simulation and experimental research on the comprehensive performance of the shell side of the spiral wound heat exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 163, p. 114381, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114381.
 - [21] B. Badenes *et al.*, “Development of advanced materials guided by numerical simulations to improve performance and cost-efficiency of borehole heat exchangers (BHEs),” *Energy*, vol. 201, 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117628.
 - [22] A. Abbas, H. Lee, A. Sengupta, and C. C. Wang, “Numerical investigation of thermal and hydraulic performance of shell and plate heat exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 167, p. 114705, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114705.
 - [23] K. Özdemir and M. F. Serincan, “A computational fluid dynamics model of a rotary regenerative heat exchanger in a flue gas desulfurization system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 143, no. June, pp. 988–1002, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.08.011.

- [24] Q. Yin, W. J. Du, X. L. Ji, and L. Cheng, "Optimization design and economic analyses of heat recovery exchangers on rotary kilns," *Appl. Energy*, vol. 180, pp. 743–756, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.07.042.
- [25] Y. A. Cengel and A. J. Ghajar, "Transferencia de calor y masa 4ta Edición," p. 945, 2007.
- [26] J. P. Holman, *Transferencia de calor*. 2010.
- [27] A. M. Domingo, "Apuntes de transmisión de calor," 2011.
- [28] A. El Mansouri, M. Hasnaoui, A. Amahmid, and M. Alouah, "Numerical analysis of conjugate convection-conduction heat transfer in an air-filled cavity with a rhombus conducting block subjected to subdivision: Cooperating and opposing roles," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 150, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119375.
- [29] Z. Razzaghpanah and N. Sarunac, "Natural convection heat transfer from a bundle of heated circular cylinders with staggered arrangement immersed in molten solar salt," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 156, p. 119900, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119900.
- [30] F. Incropera, D. Dewitt, T. Bergman, and A. Lavine, *Fundamentals of heat and mass transfer*, vol. 112. 2015.
- [31] K. Donal, "Procesos de transferencia de calor," 2008, doi: 10.1136/bmj.283.6295.844.
- [32] F. Kreith, R. Manglik, and M. Bohn, *Principios de transferencia de calor*, vol. 53, no. 9. 2013.
- [33] W. Henrique, F. Raul, P. Arrieta, P. Iakovlevitch, T. M. Machado-coelho, and G. Luís, "Multi-criteria decision-making under uncertainty conditions of a shell-and-tube heat exchanger," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 155, p. 119716, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119716.
- [34] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook*. 2013.
- [35] O. A. Jaramillo, "Intercambiadores De Calor," *Turbul. Porous Media*, vol. 2007, pp. 7–11, 2007, doi: 10.1016/B978-008044491-8/50002-3.
- [36] S. Kakaç, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition*, vol. 6. 2012.
- [37] A. Akbar, A. Arani, and R. Moradi, "Shell and tube heat exchanger optimization using new ba ffl e and tube con fi guration," vol. 157, no. May, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.113736.
- [38] M. Bárbara, R. Rodríguez, J. Laureano, and M. Rodríguez, "Thermo ecological optimization of shell and tube heat exchangers using NSGA II," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 156, no. October 2018, pp. 91–98, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.04.044.
- [39] X. Hao, P. Xu, H. Suo, and L. Guo, "Numerical investigation of flow and heat transfer of supercritical water in the water-cooled wall tube," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 148, no. xxxx, p. 119084, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119084.

- [40] A. Acosta and E. Martínez, *El agua, un derecho humano fundamental*. 2010.
- [41] K. Ma, M. Liu, and J. Zhang, “A method for determining the optimum state of recirculating cooling water system and experimental investigation based on heat dissipation efficiency,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 176, no. 2, p. 115398, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115398.
- [42] E. M. Alawadhi, “Cooling process of water in a horizontal circular enclosure subjected to non-uniform boundary conditions,” *Energy*, vol. 36, no. 1, pp. 586–594, 2011, doi: 10.1016/j.energy.2010.10.001.
- [43] S. Qiu, Z. Li, Z. Li, J. Li, S. Long, and X. Li, “Model-free control method based on reinforcement learning for building cooling water systems: Validation by measured data-based simulation,” *Energy Build.*, vol. 218, 2020, doi: 10.1016/j.enbuild.2020.110055.
- [44] W. Wang, J. Hu, J. Xu, L. Zhang, and E. Luo, “Influence of the water-cooled heat exchanger on the performance of a pulse tube refrigerator,” *Appl. Sci.*, vol. 7, no. 3, 2017, doi: 10.3390/app7030229.
- [45] J. Xu, J. Hu, L. Zhang, and E. Luo, “A novel shell-tube water-cooled heat exchanger for high-capacity pulse-tube coolers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 106, pp. 399–404, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.06.020.
- [46] J. Ma, Y. Wang, and X. Feng, “Optimization of multi-plants cooling water system,” *Energy*, 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.03.029.
- [47] A. Rydzy, G. Barone, and A. Marini, “The DTT secondary cooling water systems,” *Fusion Eng. Des.*, vol. 158, no. November 2019, p. 111712, 2020, doi: 10.1016/j.fusengdes.2020.111712.
- [48] T. M. R. d. C. Curi, D. J. de Moura, J. M. Massari, M. Mesquita, and D. F. Pereira, “Computational fluid dynamics (CFD) application for ventilation studies in broiler houses,” *Eng. Agric.*, vol. 37, no. 1, pp. 1–12, 2017, doi: 10.1590/1809-4430-Eng.Agric.v37n1p1-12/2017.
- [49] V. Uruba, “On Reynolds number physical interpretation,” *AIP Conf. Proc.*, vol. 2000, no. August, 2018, doi: 10.1063/1.5049926.
- [50] R. Mott and J. Untener, “Applied Fluid Mechanics,” *J. Chem. Inf. Model.*, vol. 7, 2015, doi: 10.1017/CBO9781107415324.004.
- [51] S. Chanes, J., Gómez, O., Balderas, F., Maris, “Engineering and Transport Phenomena Applications To Convective Heat Transfer Study for Canned Foods,” *Rev. Mex. Ing. Química*, vol. 4, no. 1, pp. 89–106, 2005.
- [52] C. E. Jougard and A. L. Perez, “Determinación del número de Nusselt para tuberías triangulares,” *Mecánica Comput.*, vol. XXIII, no. November 2004, pp. 2409–2425, 2004.
- [53] D. K. Mohanty and P. M. Singru, “Use of C-factor for monitoring of fouling in a shell and tube heat exchanger,” *Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 2899–2904, 2011, doi: 10.1016/j.energy.2011.02.032.
- [54] X. Cui, K. J. Chua, M. R. Islam, and W. M. Yang, “Fundamental formulation of a modified LMTD method to study indirect evaporative heat exchangers,” *Energy*

- Convers. Manag.*, vol. 88, pp. 372–381, 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.08.056.
- [55] L. Ratna Raju and T. K. Nandi, “Effective NTU of a counterflow heat exchanger with unbalanced flow and longitudinal heat conduction through fluid separating and outer walls,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 112, pp. 1172–1177, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.10.200.
 - [56] A. S. Baqir, H. B. Mahood, and A. R. Kareem, “Optimisation and evaluation of NTU and effectiveness of a helical coil tube heat exchanger with air injection,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 14, p. 100420, 2019, doi: 10.1016/j.tsep.2019.100420.
 - [57] H. Liang, J. Niu, and Y. Gan, “Performance optimization for shell-and-tube PCM thermal energy storage,” *J. Energy Storage*, vol. 30, no. December 2019, p. 101421, 2020, doi: 10.1016/j.est.2020.101421.
 - [58] E. CHILLER, “EURO CHILLER AXEVO,” pp. 1–8, 2018.

ANEXOS

Anexo 1. Propiedades del agua a distintas temperaturas [25].

TABLA A-9

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P_{sat} kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización, h_{fg} kJ/kg	Calor específico, c_p J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-3}
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}	4.32	1.00	0.377×10^{-3}
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596×10^{-3}	1.046×10^{-5}	3.91	1.00	0.415×10^{-3}
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547×10^{-3}	1.062×10^{-5}	3.55	1.00	0.451×10^{-3}
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504×10^{-3}	1.077×10^{-5}	3.25	1.00	0.484×10^{-3}
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467×10^{-3}	1.093×10^{-5}	2.99	1.00	0.517×10^{-3}
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433×10^{-3}	1.110×10^{-5}	2.75	1.00	0.548×10^{-3}
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404×10^{-3}	1.126×10^{-5}	2.55	1.00	0.578×10^{-3}
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378×10^{-3}	1.142×10^{-5}	2.38	1.00	0.607×10^{-3}
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355×10^{-3}	1.159×10^{-5}	2.22	1.00	0.653×10^{-3}
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333×10^{-3}	1.176×10^{-5}	2.08	1.00	0.670×10^{-3}
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315×10^{-3}	1.193×10^{-5}	1.96	1.00	0.702×10^{-3}
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297×10^{-3}	1.210×10^{-5}	1.85	1.00	0.716×10^{-3}
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282×10^{-3}	1.227×10^{-5}	1.75	1.00	0.750×10^{-3}
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255×10^{-3}	1.261×10^{-5}	1.58	1.00	0.798×10^{-3}
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232×10^{-3}	1.296×10^{-5}	1.44	1.00	0.858×10^{-3}
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213×10^{-3}	1.330×10^{-5}	1.33	1.01	0.913×10^{-3}
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197×10^{-3}	1.365×10^{-5}	1.24	1.02	0.970×10^{-3}
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183×10^{-3}	1.399×10^{-5}	1.16	1.02	1.025×10^{-3}
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170×10^{-3}	1.434×10^{-5}	1.09	1.05	1.145×10^{-3}
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160×10^{-3}	1.468×10^{-5}	1.03	1.05	1.178×10^{-3}
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150×10^{-3}	1.502×10^{-5}	0.983	1.07	1.210×10^{-3}
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142×10^{-3}	1.537×10^{-5}	0.947	1.09	1.280×10^{-3}
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134×10^{-3}	1.571×10^{-5}	0.910	1.11	1.350×10^{-3}
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122×10^{-3}	1.641×10^{-5}	0.865	1.15	1.520×10^{-3}
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111×10^{-3}	1.712×10^{-5}	0.836	1.24	1.720×10^{-3}
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102×10^{-3}	1.788×10^{-5}	0.832	1.35	2.000×10^{-3}
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094×10^{-3}	1.870×10^{-5}	0.854	1.49	2.380×10^{-3}
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086×10^{-3}	1.965×10^{-5}	0.902	1.69	2.950×10^{-3}
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078×10^{-3}	2.084×10^{-5}	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070×10^{-3}	2.255×10^{-5}	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060×10^{-3}	2.571×10^{-5}	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043×10^{-3}	4.313×10^{-5}	—	—	—

Anexo 2. Viscosidad cinemática del agua a diferentes temperaturas [50].

PROPERTIES OF WATER

TABLE A.1 SI units (101 kPa (abs))

Temperature (°C)	Specific Weight γ (kN/m ³)	Density ρ (kg/m ³)	Dynamic Viscosity η (Pa·s)	Kinematic Viscosity ν (m ² /s)
0	9.81	1000	1.75×10^{-3}	1.75×10^{-6}
5	9.81	1000	1.52×10^{-3}	1.52×10^{-6}
10	9.81	1000	1.30×10^{-3}	1.30×10^{-6}
15	9.81	1000	1.15×10^{-3}	1.15×10^{-6}
20	9.79	998	1.02×10^{-3}	1.02×10^{-6}
25	9.78	997	8.91×10^{-4}	8.94×10^{-7}
30	9.77	996	8.00×10^{-4}	8.03×10^{-7}
35	9.75	994	7.18×10^{-4}	7.22×10^{-7}
40	9.73	992	6.51×10^{-4}	6.56×10^{-7}
45	9.71	990	5.94×10^{-4}	6.00×10^{-7}
50	9.69	988	5.41×10^{-4}	5.48×10^{-7}
55	9.67	986	4.98×10^{-4}	5.05×10^{-7}
60	9.65	984	4.60×10^{-4}	4.67×10^{-7}
65	9.62	981	4.31×10^{-4}	4.39×10^{-7}
70	9.59	978	4.02×10^{-4}	4.11×10^{-7}
75	9.56	975	3.73×10^{-4}	3.83×10^{-7}
80	9.53	971	3.50×10^{-4}	3.60×10^{-7}
85	9.50	968	3.30×10^{-4}	3.41×10^{-7}
90	9.47	965	3.11×10^{-4}	3.22×10^{-7}
95	9.44	962	2.92×10^{-4}	3.04×10^{-7}
100	9.40	958	2.82×10^{-4}	2.94×10^{-7}

Anexo 3. Ficha técnica Chiller Euro [58].

Datos Tecnicos Refrigerador Modelo Axevo AT 240

Capacidad de Enfriamiento (1 KW = 860 kCal/h)		
Agua out 10°C / Aire 30°C	kW/Ton	179,9/51,4
Free-Cooling		
Capacidad ΔT agua IN - Aire = 10°K	kW	-
Circuito Gas		
Gas	Type	R407c
Compresores	nr	2, Scroll
Circuitos gas	nr	2
Potencia compresores 10°C / 30°C	kW	2 x 22,4
COP	kW/kW	4,02
Circuito Hidráulico		
Caudal agua	m³/h	31,0
Presión bomba	bar	3,9
Potencia bomba	kW	5,5
Tanque	l	470
Consumo agua adiabatico	l/h	-
Conexiones hidraulicas	DN	3"
Ventilacion		
Ventiladores	nr	3
Potencia ventiladores (unitario)	kW	2,44
Caudal de aire total	m³/h	57600
-	-	-
Datos Electricos Generales		
Potencia total absorbida 10°C / Air 30°C	kW	57,6
Potencia máxima empleada	kW	87,5
Máxima corriente empleada a 220V-60Hz	A	252,2
Datos Generales		
Alimentación eléctrica	V/Hz	220V - 3ph + PE / 60Hz
Nivel sonoro *	dB(A)	63
Temperatura Max. aire	°C	45
Marca		CE/PED
Dimensiones y Peso		
Ancho	mm	1.250
Largo	mm	4.900